# ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Журнал

№ 2 (5) / 2012

**С. Л. Елистратов. Оценка границ технико-экономической эффективности применения тепловых насосов**

**Katsunori Nagano. Низкоэнергетические дома Японии, оборудованные теплонасосными системами**

**Н. М. Уланов. Использование тепловых насосов в сушильных технологиях**

**Ivan Malenković. Тестирование и оценка производительности теплового насоса с тепловым приводом**

## Приглашаем Вас принять участие в работе научно-технической конференции

# «Теплонасосные технологии в Украине. Состояние и перспективы внедрения»

23-25 мая 2012 г.

Институт технической теплофизики НАН Украины,
Киев, Украина

### ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ

Национальная академия наук Украины, Институт технической теплофизики
При поддержке:
Государственного агентства по энергоэффективности и энергосбережению Украины
Министерства регионального развития, строительства и жилищно-коммунального хозяйства Украины
Министерства энергетики и угольной промышленности Украины
Государственного агентства по вопросам науки, инноваций и информатизации Украины
Государственного фонда фундаментальных исследований Украины

### ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

Председатель: Долинский А.А
академик НАН Украины, директор ИТТФ НАН Украины
Заместитель председателя: Басок Б.И.,
чл.-кор. НАН Украины,зам. директора ИТТФ НАН Украины
Ученый секретарь конференции: Недбайло А.И.,
канд. техн. наук, старший научн. сотр.
Технический секретар конференции: Лунина А.А.,
научн. сотр.
Исполнительный секретарь конференции: ОлейникЛ.В.
зав.отделомПЛИРИТТФНАНУ

### *ЦЕЛЬ КОНФЕРЕНЦИИ*

Координация усилий ученых, инженеров, инвесторов и представителей профильных министерств в решении проблем модернизации коммунальной теплоэнергетики Украины путем применения теплонасосных технологий с целью экономии природного газа, а также эффективного использования низкопотенциальных природных и техногенных источников возобновляемой энергии. Обоснование областей энергетически и экономически эффективного использования теплонасосных технологий.

### *ПРОБЛЕМАТИКА КОНФЕРЕНЦИИ*

Процессы тепломассообмена и гидроаэродинамики в теплонасосных технологиях.
- Теплообменное оборудование – грунтовые, водяные и воздушные теплообменники для теплонасосных технологий.
- Компрессионные и сорбционные тепловые насосы.
- Низкотемпературные системы теплообеспечения с использованием альтернативных источников энергии. Теплонасосные системы горячего водоснабжения и кондиционирования.
- Пилотные проекты теплонасосных технологий.

### *ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ*

Дополнительная информация по конференции, включающая регистрационную карточку, финансовые условия, требования к оформлению полных текстов докладов и т.д., будет выслана участникам по электронной почте. Материалы также можно будет получить по запросу в оргкомитете или найти на web-сайте: www.ittf.kiev.ua/conference

По вопросам относительно конференции
обращаться в оргкомитет:

Тел./факс (+38044) 453-28-45,
тел. (+38044) 453-28-52,
(+38044) 424-25-27,
(+38044) 424-98-80

e-mail: heat-pump@ukr.net

# ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Журнал № 2 (5) / 2012

**Учредитель и издатель:**
ООО ЭСКО «Экологические Системы»

**Главный редактор:**
**Василий Степаненко**

**Ответственный редактор:**
**Елена Ряснова**

**Редакционный совет:**
**Александр Викторович Суслов,**
заместитель главного редактора журнала «Тепловые насосы», Москва, РФ.

**Александр Владимирович Трубий,**
специалист ООО «Сантехник ЛТД и К», Киев, Украина.

**Виктор Федорович Гершкович,**
к.т.н., член-корреспондент Украинской Академии Архитектуры, директор ЧП «Энергоминимум», Киев, Украина.

**Николай Маранович Уланов**,
директор ОКТБ института технической теплофизики НАН Украины, г. Киев.

**Константин Константинович Майоров,**
главный редактор журнала «Энергосбережение», Донецк, Украина.

**Сергей Викторович Шаповалов,**
главный редактор журнала «Энергоаудит», Тольятти, РФ.

**Виталий Дмитриевич Семенко,**
генеральный директор Центра внедрения энергосберегающих технологий «Энергия планеты», заслуженный энергетик Украины, почетный энергетик Украины, почетный энергетик СНГ, Киев, Украина.

**Юрий Маркович Петин,**
генеральный директор ЗАО «Энергия», Новосибирск, Россия.

**Валерий Гаврилович Горшков,**
главный специалист ООО «ОКБ Теплосибмаш», Новосибирск, Россия.

**Редакция:**
Виктория Артюх, Алина Ждамирова, Ольга Дзюба, Александр Пруцков.

**Адрес редакции:**
Украина, 69035, г. Запорожье, пр. Маяковского 11.

тел./факс: (+38061) 224-66-86
e-mail: tn@esco.co.ua, s_solar@mail.ru
www.tn.esco.co.ua, www.hpmagazine.ru

За достоверность информации и рекламы ответственность несут авторы и рекламодатели.

Редакция может не разделять точку зрения авторов статей.

Редакция оставляет за собой право редактировать и сокращать статьи.

Все авторские права принадлежат авторам статей.

## Новости

LG Electronics представит в Милане многофункциональную микроклиматическую систему Hydro Kit 4

Горячая вода будет стоить Киеву почти 5 млн грн 4

КГГА и USAID разрабатывают Муниципальный энергетический план 5

Новая серия тепловых насосов Aermec SWP 5

Новая серия тепловых насосов MDV 6

## Аналитика

Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине 7

А. В. Суслов. О востребованности, работоспособности, окупаемости воздушных тепловых насосов в условиях России 11

С. Л. Елистратов. Оценка границ технико-экономической эффективности применения тепловых насосов 21

## Тепловые насосы в низкоэнергетических и пассивных домах

Katsunori Nagano. Низкоэнергетические дома Японии, оборудованные теплонасосными системами 26

## Тепловые насосы в промышленности

В. Г. Горшков, Г. Паздников, Д. Г. Мухин, Р. В. Севастьянов. Промышленный опыт и перспективы использования отечественных абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и тепловых насосов нового поколения 34

## Новые технологии в сфере теплонасосной техники

С. Пустовалов. ТН нового поколения на диоксиде углерода 41

Н. М. Уланов. Использование тепловых насосов в сушильных технологиях 45

## Тестирование тепловых насосов

J. M. Corberan, C. Radulescu, J. Gonzalvez Macia. Показатели производи тельности реверсивного теплового насоса типа «вода/вода 52

Ivan Malenković. Тестирование и оценка производительности теплового насоса с тепловым приводом 63

## LG Electronics представит в Милане многофункциональную микроклиматическую систему Hydro Kit

Компания LG Electronics (LG) на выставке Mostra Convegno Expocomfort (MCE) 2012 в Милане продемонстрирует систему Hydro Kit – микроклиматическую систему, отвечающую требованиям потребителей, нуждающихся в кондиционере, подогреве полов, радиаторе и горячем водоснабжении, сообщает пресс-служба компании.

«Компания LG рада представить систему Hydro Kit на MCE в этом году, и это удачно демонстрирует нашу приверженность к достижению высокой энергоэффективности и определению новых стандартов для экологически чистых технологий», - сказал старший вице-президент бизнес подразделения System Air Conditioning компании LG Air Conditioning and Energy Solution Кам-Гю Ли.

Как сообщают в компании, благодаря передовой технологии тепловых насосов и инновационному компрессору, Hydro Kit позволяет экономить до 77% энергии по сравнению с обычной отопительной системой, и обеспечивает при этом примерно в 3,6 раза более высокую производительность. Кроме того, тепловые насосы Hydro Kit работают более эффективно и потребляют меньше энергии, чем традиционные системы отопления на базе жидкого топлива или электричества, что позволяет заказчикам снизить эксплуатационные расходы, а также выбросы углекислого газа. Наряду с этими преимуществами, система LG Hydro Kit имеет значительный высокий коэффициент полезного действия (КПД) - до 4,2 - чем обычная отопительная система.

«Получивший награду Percorso Efficienza & Innovazione (Эффективность и Инновации) на выставке MCE 2012, новая система LG Hydro Kit обеспечивает горячее водоснабжение и подогрев полов намного эффективней, чем обычная отопительная система, потребляя при этом значительно меньше энергии. Кроме того, система делает свой вклад в защиту окружающей среды за счет значительного сокращения выбросов $CO_2$», - говорится в сообщении.

По мнению экспертов компании, система Hydro Kit не имеет себе равных в области экологически чистых систем микроклимата. Благодаря возможности использования окружающего воздуха в качестве возобновляемого источника энергии позволило в значительной степени увеличить производительность для отопления больших помещений и снабжению горячей водой. В результате этого в системе Hydro Kit сокращается до 51% выбросов $CO_2$, по сравнению с обычными отопительными системами. Кроме того, для создания экологически чистых решений, система Hydro Kit может быть подключена к нескольким тепловым насосам, использующим воздух, воду и подземные источники. «Благодаря передовым технологиям, таким как система рекуперации тепла, Hydro Kit является ярким примером того, что мы можем повысить качество нашей жизни и в то же время уменьшить использование энергии и защитить окружающую среду», - добавил Кам-Гю Ли.

Компания сообщает, что Hydro Kit превосходит все экологически чистые системы отопления и водоснабжения без ущерба для производительности. Оснащенная инвертором LG и технологией двухступенчатого компрессора, система дает отдачу в 100% от своих возможностей и подогревает воду до 80°C, даже когда температура окружающего воздуха достигает -15°C. Кроме того, извлекая тепло из окружающего воздуха и используя этот ресурс для отопления здания или подогрева воды, система Hydro Kit позволяет дополнительно сэкономить до 15% энергии.

**О компании LG Electronics**

Компания LG Electronics является мировым лидером в производстве высокотехнологичной электроники, бытовой техники и современных средств мобильной связи. В компании по всему миру работает более 80 тысяч человек в 115 филиалах. Компания LG состоит из пяти подразделений: Home Entertainment, Home Appliance, Air Conditioning, Business Solutions и Mobile Communications, общий объем мировых продаж которых в 2009 году составил 43,4 млрд. долларов США. LG Electronics является ведущим в мире производителем плоскопанельных телевизоров, аудио и видео продуктов, мобильных телефонов, кондиционеров и стиральных машин. LG подписала долгосрочное соглашение, став глобальным технологическим партнером гонок «Формула 1». В рамках этого сотрудничества компания LG приобретает эксклюзивные маркетинговые права в качестве официального поставщика потребительской электроники, мобильных телефонов и оборудования обработки данных для этих международных соревнований. За дополнительной информацией, пожалуйста, обратитесь к www.lg.kz

*Источник: www.bnews.kz/ru*

## Горячая вода будет стоить Киеву почти 5 млн грн

Стоимость реализации проекта по реконструкции горячего водоснабжения столицы составляет 4,9 млн грн, из них из бюджета Киева предусмотрено профинансировать около 900 тыс. грн, остальные - средства инвесторов. Об этом сообщает пресс-служба Киевской городской государственной администрации. Срок реконструкции системы составит 4 месяца.

Для подогрева воды в системе горячего водоснабжения домов, вошедших в проект, планируется установить 6 тепловых насосов «воздух-вода» общей мощностью 349,2 кВт. Годовой объем производимого насосами тепла составит более 2 тыс. Гкал, чего достаточно для обеспечения горячей водой 6-ти многоэтажек. Кроме того, реконструкция оборудования будет дополнительный эффект - позволит уменьшить выбросы $CO_2$ домов практически в 2 раза, а именно: на 249 т в год.

Инвестиционный проект реконструкции систем горячего водоснабжения жилых домов с примене-

нием возобновляемых источников энергии будет предложен инвесторам первого Киевского инвестиционного форума. Модернизация систем водоснабжения и водоотведения, создание первоклассной инфраструктуры и снижения расходов энергоресурсов определены ключевыми задачами Стратегии развития Киева до 2025 года.

«Это пилотный инвестиционный проект, предусматривающий реконструкцию системы горячего водоснабжения в первых 6-х многоквартирных домах столицы. Эффективная реализация проекта позволит усовершенствовать качество предоставления коммунальных услуг населению и модернизировать саму систему горячего водоснабжения, которая уже устарела и требует реконструкции. Проектом также предусмотрено, что тарифы для населения повышены не будут, а инвестор будет получать прибыль за счет снижения себестоимости услуг», - сказал первый заместитель председателя КГГА Александр Мазурчак.

По словам Мазурчака, в дальнейшем такие проекты будут разработаны практически для 2 тыс. жилых домов столицы и предложены инвесторам. Заметим, что первый инвестиционный проект реконструкции системы горячего водоснабжения включать 6 домов, расположенных на ул. Автозаводской, Нижнеюрковской, Милютенко, Суворова, ул. Коломойский и Воздухофлотском проспекте. Планируется, что обслуживание оборудования после реконструкции будет осуществляться централизованно энергоснабжающими организациями и коммунальными службами города.

Напомним, инвестиционный форум состоится в столице 29 марта 2012 г. Киев выйдет с на него с предложениями на сумму 100-120 млрд грн. Специалисты ожидают, что не менее 25% проектов заинтересуют инвесторов.

*Источник: www.kievvlast.com.ua*

## КГГА и USAID разрабатывают Муниципальный энергетический план

В 2012 г. Киевская городская государственная администрация (КГГА) совместно с Агентством США по международному развитию (USAID) разработает Муниципальный энергетический план - новую систему работы, которая предусматривает усовершенствование общегородской информационной системы энергоменеджмента и управления движением энергетических, материальных и финансовых потоков. Такую систему предполагается создать во исполнение инициативы «Экономная энергетика» Стратегии развития Киева до 2025 г. Среди первоочередных мероприятий плана - проведение энергетических аудитов и аудитов теплоснабжения десяти жилых домов и десяти типовых бюджетных учреждений, сообщили в ГУ энергетики, энергоэффективности и энергосбережения КГГА.

По результатам работы будут разработаны инвестиционные проекты по модернизации систем теплоснабжения многоэтажных домов столицы. Планируется, что в результате проведения мероприятий использования тепловой энергии заведений коммунальной сферы и жилых домов снизится на 30-50%.

Будут введены пилотные проекты систем горячего водоснабжения шести типовых 9 - и 16-этажных жилых домов столицы. Согласно плану мероприятий, там установят тепловые насосы, что позволит снизить зависимость от централизованного теплоснабжения не менее чем на 50%. Впоследствии такая система заработает в более 2 тыс. домов Киева.

«Реализация мероприятий по проведению энергетических аудитов позволит разработать проекты модернизации теплоснабжения и провести мероприятия по энергосбережению. Это позволит существенно уменьшить расходы жителей и учреждений столицы на отопление. Ожидается, что благодаря проведенным мероприятиям, энергозатраты будут уменьшены на 30-50%», - отметил глава КГГА Александр Попов.

Общей задачей внедрения инициативы «Экономная энергетика» Стратегии развития Киева до 2025 г. является реализация задачи общеевропейской программы «20/20/20», которая предусматривает к 2020 г. сокращение выбросов парниковых газов на 20%, уменьшение энергоемкости ВРП на 20% и обеспечение 20% энергии из зеленых и альтернативных источников.

*Источник: www.rbc.ru*

## Новая серия тепловых насосов Aermec SWP

Компания Aermec выводит на климатический рынок СНГ новые тепловые насосы класса «воздух — вода» серии SWP, предназначенные для установки внутри помещения и работы в системе ГВС, оптимально подходящие для использования в загородных домах, небольших гостиницах, ресторанах.

Простота монтажа тепловых насосов такой конструкции позволяют снизить капитальные затраты, а высокая энергетическая эффективность — уменьшить эксплуатационные расходы.

Накопительный бак теплового насоса Aermec SWP интегрирован непосредственно в декоративный корпус изделия. Исключительная теплоизоляция бака, выполненная из сополимера циклопентана, гарантирует, что даже без подогрева температура воды в нем опускается всего лишь на 5°C в день. Полнофункциональная система автоматизированного управления имеет простой интерфейс и расположена непосредственно на лицевой панели агрегата. Она реализована в виде встроенного контроллера с ЖК-дисплеем. Тепловые насосы Aermec SWP имеют функцию автоматической дезинфекции воды в баке (нагрев воды до +70°C и поддержание этой температуры в течение получаса), а также функции автоматической оттайки и

защиты, в том числе предохранительный клапан и встроенное УЗО.

Использование хладагента R134a гарантирует устойчивую работу при критических условиях эксплуатации теплового насоса Aermec SWP, например, при температуре наружного воздуха до +52°C. Длина воздуховодов для подачи и удаления воздуха может составлять до 5 метров при внешнем статическом давлении вентилятора 30 Па.

Встроенные электрические водонагреватели позволяют устройству устойчиво работать при температуре наружного воздуха до –30°C, а встроенный магниевый анод предотвращает появление коррозии. Переключение между режимами работы тепловой насос — тэн происходит автоматически в зависимости от температуры наружного воздуха. Потребляемая мощность в режиме теплового насоса — 500 Вт, в гибридном — до 3000 Вт.

*Источник: www.planetaklimata.com.ua*

## Новая серия тепловых насосов MDV

Корпорация Midea выводит на российский рынок новую серию тепловых насосов MDV класса «воздух-вода» серии RSJi, предназначенные для установки внутри помещения и работы в системе ГВС, оптимально подходящие для использования в загородных домах, небольших гостиницах, ресторанах.

Простота монтажа тепловых насосов такой конструкции позволяют снизить капитальные затраты, а высокая энергетическая эффективность – уменьшить эксплуатационные расходы.

Накопительный бак интегрирован непосредственно в декоративный корпус изделия. Исключительная теплоизоляция бака, выполненная из сополимера циклопентана, гарантирует, что даже без подогрева температура воды в нем опускается всего лишь на 5°C в день. Полнофункциональная система автоматизированного управления имеет простой интерфейс и расположена непосредственно на лицевой панели агрегата. Она реализована в виде встроенного контроллера с ЖК-дисплеем. Тепловые насосы имеют функцию автоматической дезинфекции воды в баке (нагрев воды до +70°C и поддержание этой температуры в течение получаса), а также функции автоматической оттайки и защиты, в том числе предохранительный клапан и встроенное УЗО.

Использование хладагента R-134a гарантирует устойчивую работу при критических условиях эксплуатации, например, при температуре наружного воздуха до +52°C. Длина воздуховодов для подачи и удаления воздуха может составлять до 5 метров, при внешнем статическом давлении вентилятора 30 Па.

Встроенные электрические водонагреватели позволяют устройству устойчиво работать при температуре наружного воздуха до -30°C, а встроенный магниевый анод предотвращает появление коррозии. Переключение между режимами работы тепловой насос – ТЭН происходит автоматически в зависимости от температуры наружного воздуха. Потребляемая мощность в режиме теплового насоса – 500 Вт, в гибридном до 3000 Вт.

*Источник: www.apic.ru*

*Новое теплоснабжение в 21 веке*

ЭСКО ЭКОСИС

**Энергосервисная компания «Экологические Системы»**

**www.ecosys.com.ua**

# Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине

**1. Общие положения**

В условиях обостряющегося дефицита и роста цен на энергоносители поиск новых эффективных энергосберегающих технологий для получения теплоты и использование нетрадиционных возобновляемых источников энергии (НВИЭ) актуален практически для всех отраслей экономики. Особенно остро проблема обозначилась в теплоснабжении объектов ЖКХ, где затраты топлива на производство теплоты, превосходят в 1,7 раза затраты на электроснабжение. Основными недостатками децентрализованных источников теплоснабжения являются низкая энергетическая, экономическая и экологическая эффективность. А высокие транспортные тарифы на доставку энергоносителей и частые аварии на теплотрассах усугубляют негативные факторы, присущие традиционному централизованному теплоснабжению.

Одним из эффективных энергосберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снижать загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий производства теплоты.

Тепловой насос представляет собой установку, преобразующую низкопотенциальную возобновляемую энергию естественных источников теплоты и/или низкотемпературных ВЭР в энергию более высокого потенциала, пригодную для практического использования.

В качестве источников низкопотенциальной теплоты используются атмосферный воздух или различные вентиляционные выбросы, вода естественных водоёмов и сбросные воды систем охлаждения промышленного оборудования, сточные воды систем аэрации, грунт.

Сведения о некоторых ИНТ

ИНТ Среда промежуточного контура Температура источника, °С

Грунтовые воды вода 8...15

Грунт антифриз 2...10

Вода с водозабора вода 6...10

Речная вода антифриз 1...10

Канализационные стоки вода 10...17

Окружающий воздух воздух -8...15

Вытяжной воздух воздух 18...25

Потребителями энергии повышенного потенциала являются системы отопления и горячего водоснабжения жилых, административных, социальных и промышленных зданий, системы поддержания оптимального микроклимата в спортивных и киноконцертных комплексах, бассейнах, животноводческих помещениях, технологические промышленные процессы сушки, разделения веществ, дистилляции и другие.

Поскольку направление передачи энергии в тепловом насосе противоположно естественному направлению перетекания теплоты от горячего тела к холодному, то такое преобразование, согласно Второму Закону Термодинамики, возможно лишь в обратном термодинамическом цикле за счет подвода некоторого количества энергии извне в виде механической или электрической.

Энергетическая эффективность преобразования энергии в тепловом насосе оценивается коэффициентом преобразования энергии (COP), равным отношению энергии, переданной потребителю, к энергии, затраченной для реализации цикла:

$$COP = Qк / Nэл$$

Следует заметить, что величина COP, в силу Первого Закона Термодинамики, всегда больше единицы, так как количество энергии, переданной потребителю теплоты, оказывается больше величины подведенной внешней энергии на величину энергии, отобранной от низкопотенциального источника. Величина COP зависит от целого ряда факторов, но, прежде всего, от разности температур источника и приёмника теплоты.

Условиями рационального применения теплового насоса является удачное сочетание параметров источника теплоты низкого потенциала (ИНП) достаточной энергоёмкости и требуемых параметров теплоты у потребителя. Например, для современной системы напольного отопления достаточны температуры теплоносителя 30-35°С, применение фанкойлов в качестве отопительных приборов позволяет использовать уровень температур 45-60°С, тогда как для традиционной системы отопления с радиаторами температура теплоносителя должна быть не менее 70-90°С. Особенно выгодно применение теплового насоса при одновременном использовании тепла и холода, что успешно реализуется в ряде технологических процессов в промышленности, сельском хозяйстве, системах кондиционирования воздуха и др.

Основными достоинствами применения теплонасосных технологий преобразования теплоты являются:

- высокая энергетическая эффективность;
- экологическая чистота;
- надежность;
- комбинированное производство теплоты и холода в единой установке;
- мобильность;
- универсальность по тепловой мощности;
- универсальность по виду используемой низкопотенциальной энергии;
- полная автоматизация работы установки.

Говоря о достоинствах получения тепловой энергии с помощью теплового насоса, нельзя поддаваться соблазнительному выводу об их абсолютной применимости. Необходимо тщательно оценивать

целесообразность использования ТНУ в сравнении с традиционными, альтернативными видами энергоисточников, базируясь на следующих факторах:

- Фактор термодинамический: реализуемый цикл, температура НПИТ и температура теплоносителя потребителя теплоты, свойств рабочего тела;
- Фактор конструктивный: тип компрессора, тип теплообменников, их технические характеристики, схемное решение установки;
- Фактор экономический: уровень цен на электроэнергию и замещаемое топливо, цены на применяемое оборудование и его монтаж и наладку, цены на систему автоматизации;
- Фактор экологический: отсутствие процесса сжигания топлива в цикле ТН, уменьшение выбросов $CO_2$ за счет вытеснения части потребного топлива при высокой энергетической эффективности установки;
- Фактор социальный: улучшение условий труда и жизни населения.

**2. Об использовании тепловых насосов в мире**

Энергетическая целесообразность применения тепловых насосов в качестве энергоисточников убедительно доказана результатами большого числа научных исследований и опытом эксплуатации миллионов ТНУ в промышленно развитых странах мира. Сегодня в мире успешно эксплуатируется более 130 млн. теплонасосных установок различного функционального назначения. Общий объём продажи выпускаемых за рубежом ТН составляет 125 млрд. долларов США, что превышает мировой объём продажи вооружений в 3 раза.

Согласно данным Международного Энергетического Агентства (IEA) к 2020 г. в развитых странах мира доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов должна составить 75%.

На сегодняшний день тепловые насосы, без сомнения, являются наиболее перспективными среди источников «нетрадиционной энергетики» для решения проблем энергосбережения, благодаря возможности «черпать» возобновляемую энергию из окружающей среды. Однако решение вопросов выбора типа ТН, масштабов и областей их рационального использования в разных странах является далеко не однозначными.

Производство ТНУ в каждой стране ориентировано, прежде всего, на удовлетворение потребностей внутреннего рынка. В США и Японии для отопления и летнего кондиционирования воздуха широкое применение получили реверсивные ТНУ класса «воздух-воздух». К 2000 году в США исследованиями и производством тепловых насосов занималось более пятидесяти крупных фирм. Общее количество работающих тну к 2003 году превысило 25 млн. единиц. В США существует стабильный прирост продаваемех теплонасосных установок на протяжении более, чем 20 лет.

В Японии ежегодно производится и продаётся до 500 тысяч ТНУ различного функционального назначения, и около 5 млн. теплонасосных систем являются основным оборудованием в обеспечении теплотой жилищного фонда. Например, в Европе 77 % установленных тепловых насосов используют наружный воздух в качестве источника тепла, хотя в Швеции, Швейцарии и Австрии преобладают тепловые насосы, забирающие тепло из грунта.

В Норвегии на конец 1999 года насчитывалось в эксплуатации 27200 теплонасосных установок, из них 67 % использовали в качестве источника тепла окружающий воздух, 12 % - отработавший вентиляционный воздух, 19% - воду и грунт. В Китае спрос на производство реверсивных тепловых насосов с 500 тыс. единиц в 1989 году достиг в 2003 году величины 18 млн. единиц, опередив Японию более, чем в 2 раза.

Самые крупные ТНУ эксплуатируются в Швеции и странах Скандинавии. Из 110 тысяч теплонасосных станций, работавших в Швеции в 2000 году, около ста имели мощность 100 МВт и более, а наиболее мощная в мире ТНС установленной тепловой мощностью 320 МВт успешно работает в Стокгольме, используя в качестве низкотемпературного источника теплоту морской воды. В Германии к 1998 году было изготовлено для систем отопления и горячего водоснабжения более 500 ТНУ большой мощности с приводом компрессоров от дизельных и газовых двигателей и с утилизацией теплоты выхлопных газов.

В Грузии школой академика Гомелаури В.И. накоплен огромный материал по проектированию и оптимизации технологических и комфортных систем кондиционирования воздуха, действующих на базе ТНУ. Их успешная эксплуатация на Самтредской чайной фабрике, Сагареджойском молочном комбинате, в курзале Пицунды, климатобальнеологической лечебнице в г. Гагры, торговом центре Сухуми и других объектах подтвердила высокую энергетическую эффективность при правильном определении мощности, типа ТНУ, энергетического уровня природных и вторичных низкопотенциальных источников теплоты, рационально подобранного рабочего тела, термодинамического цикла и ряда других факторов.

Отмечается резкий подъем развития теплонасосной техники в России. На передовые позиции вышла совместно работающая группа ЗАО «Энергия» (Новосибирск) и комплекс «Тепломаш», ОАО «Кировский завод» ( С.-Петербург), которой принадлежит выпуск ТН мощностью от 10 до 3000 кВт. Ряд работ выполняется в рамках региональных программ энергосбережения и замены традиционных систем теплоснабжения на ТНУ: Новосибирская обл., Нижегородская обл., г. Норильск, г. Дивногорск (Красноярский край). Ожидается, что к 2010 году действующий парк ТНУ будет вырабатывать до 20 млн Гкал тепла, а в 2015 году более 45 млн.Гкал. Только реализация проекта перевода системы теплоснабжения на теплонасосную технологию в г. Дивногорске с использованием в качестве НПИЭ теплоты воды Енисея позволит снизить годовой расход электроэнергии на отопление и горячее водоснабжение города на 400 000 МВт ч и высвободить соответствующую мощность Красноярской ГЭС; получить экономию бюджетных средств города в 100 млн. рублей в год; отказаться от применения дру-

гих альтернативных систем отопления, ухудшающих экологическую обстановку города; улучшить экологическую обстановку региона за счет обеспечения образования ледяного покрова на р. Енисей ниже бьефа. Стоимость всего проекта 400 млн. руб.

Другое новое и перспективное направление, разрабатываемое российскими коллегами, связано с применением тепловых насосов большой мощности (от нескольких МВт до нескольких десятков МВт) в системах централизованного теплоснабжения ТЭЦ. Об этом направлении внедрения теплонасосной технологии еще 5 лет назад не было и разговоров. Сегодняшние достижения в конструкции компрессоров, теплообменников, в использовании новых рабочих тел и схемных решений позволяют рассматривать проекты использования теплоты охлаждающей технической воды ТЭЦ в обход градирни, как ИНТ для тепловых насосов, или использовать в качестве ИНТ для ТН обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ. Наряду с проектами автономного теплоснабжения от ТНУ объектов ЖКХ, производства теплоты для промышленных технологических процессов и др. развитие указанных направлений говорит, что в России намечается определённый прорыв во внедрении ТНУ.

**3. О применении теплонасосных технологий в Украине**

В Украине, к сожалению, сегодня трудно указать какое-либо другое направление развития новой техники и технологии, которое бы находилось в таком разительном противоречии, как со своими потенциальными возможностями, так и с уровнем развития в других странах мира. Если в развитых и развивающихся странах счёт работающих ТНУ различного функционального направления ведётся на миллионы или сотни тысяч единиц, в Украине работают единичные установки, созданные, в основном на элементной базе холодильного оборудования, ввозимого из стран Западной Европы от специализированных фирм производителей.

Разительное отставание Украины от стран успешно использующих теплонасосную технологию можно объяснить как объективными факторами – развитие энергетики в государстве осуществлялось в основном по пути централизованного теплоснабжения и теплофикации, так и субъективными – недостаточным вниманием конкретных предприятий к экономии топливно-энергетических ресурсов. К главным причинам относятся также отсутствие демонстрационного парка работающих ТНУ различного функционального назначения и рекламы их достоинств и отсутствие государственной поддержки при разработке, исследованиях и внедрении данного типа оборудования. Например, на государственном уровне должен решаться вопрос о создании у отечественного потребителя заинтересованности в применении вместо традиционного энергорасточительного индивидуального отопления энергетически более эффективного энергосберегающего, хотя и относительно дорогого отопления на базе теплонасосной технологии.

Согласно «Концепции развития топливно-энергетического комплекса Украины на 2006-2030 годы» предусматривается увеличение объёма производства тепловой энергии за счёт термотрансформаторов, тепловых насосов и аккумуляционных электронагревателей с 1,7 млн.Гкал/год в 2005г. до 180 млн. Гкал/год в 2030г., т.е. больше, чем в 100 раз. Несомненно, что при соответствующей поддержке со стороны государства это могло бы быть большим стимулом в реальном, а не декларируемом внедрении энергосберегающих технологий. Но сегодня в правительстве обсуждается Закон о едином тарифе на электроэнергию для всех промышленных предприятий, что наряду с единым тарифом на тепловую энергию, сводит к нулю эффект от применения энергосберегающих технологий. Уместно заметить, что внедрение теплонасосных технологий во всех странах мира проходило и происходит при существенной государственной поддержке в виде двухставочного тарифа на покупку электроэнергии, субсидий покупателям ТН техники, субсидий и грантов производителям теплонасосного оборудования и фирмам, внедряющим теплонасосную технологию, налоговых или кредитных льгот.

В Украине создание и внедрение ТНУ базируется в основном на энтузиазме исполнителей.

Следует отметить серию реализованных проектов Центра энергосбережения КиевЗНИИЭП под руководством В.Ф.Гершковича. Это проект экспериментальной теплицы обогреваемый тепловым насосом «воздух-грунт» с использованием вертикальных грунтовых теплообменников. В течении 8 лет эксплуатации температура воздуха в теплице автоматически поддерживалась на уровне 15-20°С круглогодично, при этом коэффициент преобразования колебался от 4 до 2.2.

Другой проект, представляющий практический интерес,реализован в декабре 1999 года. Это проект отопления тепловым насосом «воздух-воздух» 4-х этажного офисного здания в г. Киеве. Примененный здесь тепловой насос французской фирмы CIAT гарантированно мог работать при температурах наружного воздуха до минус 15°С. Установив тепловой насос в специальном техническом помещении, где приточный атмосферный воздух подогревался теплым вытяжным воздухом, даже при температурах наружного воздуха ниже минус 20°С, на вход испарителя воздух поступал с температурой, обеспечивающей его безопасную работу. В летнее время теплонасосное оборудование обеспечивает кондиционирование помещений. Опыт безотказной эксплуатации ТН в течении более 5 лет даёт основания авторам проекта утверждать, что комбинированное отопление и кондиционирование здания по технико-экономическим показателям превосходит отопление от тепловой сети и от местной газовой котельной и кондиционирования по раздельной схеме.

В НПП «Инсолар» совместно с ИПМаш НАН Украины создана серия тепловых насосов для технологических процессов сушки. Сушильные установки были и остаются на сегодня наиболее рациональной областью внедрения теплонасосной технологии для подготовки сушильного агента. Теплонасосные сушильные установки были созданы в блочном и агрегатном исполнении с одно и двухконтурной рециркуляцией сушильного агента. Они были

успешно применены для мягкой сушки древесины, керамики, гипсовых форм, овощей и фруктов, лекарственных трав, продуктов питания. Лабораторные и промышленные испытания показали, что энергозатраты на 1 кг удаляемой влаги могут быть снижены в 2-4 раза по сравнению с традиционной конвективной сушилкой. Возможна реализация высокоэффективной сушки обезвоженным воздухом независимо от погодных и сезонных условий при полном исключении влияния канцерогенов на высушиваемые продукты. Совместное использование тепла и холода, производимого в ТНУ, позволяет в сушильной многофункциональной установке охлаждать высушенный материал, что очень важно при сушке продуктов, лекарственных трав, семенного и товарного зерна и другого сырья сельскохозяйственного производства.

Для осушения воздуха без его конечного охлаждения была создана серия теплонасосных осушителей воздуха. Принцип работы заключался в охлаждении воздуха ниже точки росы в испарителе, отводе влаги из воздуха и последующем подогреве его в конденсаторе ТНУ перед подачей потребителю. Проблема осушения, очистки и поддержания оптимальных температур воздуха актуальна в медицине, при производстве сверхточных электронных приборов и оборудования, при создании благоприятных условий реализации технологических процессов в химическом производстве, при осушении воздуха в складских помещениях, в мастерских, для создания благоприятных условий труда, отдыха и быта. Надежность в работе, простота конструкции и эксплуатации, не требующая сложных коммуникаций, многофункциональность, экологическая чистота, низкие энергозатраты, возможность автоматического поддержания заданного режима по температуре и относительной влажности в помещении были подтверждены при испытаниях созданных образцов в лабораторных и промышленных условиях.

Технико-экономические расчеты показывают, что затраты топлива в системах теплоснабжения на базе ТНУ для объектов ЖКХ могут быть уменьшены по сравнению с крупными отопительными котельными в 1,2-1,8 раз, по сравнению с мелкими котельными и индивидуальными теплогенераторами в 2-2,6 раза и по сравнению с электронагревателями в 3-3,6 раза.

Срок окупаемости капиталовложений в ТНУ обычно составляет от 2 до 5 лет. В системах с рекуперацией теплоты низкопотенциальных сбросных энергопотоков сроки окупаемости могут быть менее 2 лет. Например, капиталовложения в систему обеспечения оптимального температурно-влажностного режима в типовом крытом бассейне на базе ТНУ и утилизаторов теплоты сбросных воздушных и водяных потоков и внедренную в бассейне «Нефтяник» г. Ахтырка Сумской области, окупились за 18 месяцев эксплуатации. При этом удалось почти в 8 раз снизить пиковое энергопотребление и исключить бассейн из разряда энергорасточительных объектов.

Применение ТН, кроме того, позволяет снизить выбросы $CO_2$, NOx по сравнению с традиционными системами теплоснабжения в 2-5 раз, в зависимости от вида замещаемого органического топлива. Внедрение энергоисточников на базе ТНУ в автономные системы тепло- и хладоснабжения в областях, где это внедрение рационально и конкурентоспособно, позволит комплексно решить проблемы, актуальные для экономики Украины: энергосбережения, экономическую, экологическую и социальную.

Следует также отметить, что в течении последнего десятилетия, по известным причинам, цены на холодильное отечественное оборудование на внутреннем рынке возросли и практически сравнялась с ценами на аналогичное оборудование, производимое передовыми мировыми фирмами, хотя по качеству, надежности, эффективности и дизайну оно (отечественное оборудование) остается пока не конкурентоспособно с зарубежным. Это привело к тому, что подавляющее большинство систем тепло- и хладоснабжения сегодня востребованы потребителями, если они созданы на элементной базе технически более совершенной зарубежной техники.

**4. Перспектива внедрения ТНУ в Украине**

Анализ ситуации в экономике Украины в целом и в ЖКХ в частности показывает, что имеются колоссальные неиспользованные потенциальные возможности сбережения дорогостоящего органического топлива и снижения загрязнения окружающей среды продуктами сгорания и/или низкотемпературными технологическими сбросами при внедрении теплонасосных установок различного функционального назначения в областях, где это внедрение целесообразно. Областями наиболее рационального внедрения являются:

- применение тепловых насосов «воздух-воздух», «воздух-вода», «вода-вода», «грунт-вода» в жилищно-коммунальном секторе для горячего водоснабжения и отопления зданий по моновалентной, бивалентной и моноэнергетической схемам тепловой мощностью 5-30 кВт; наиболее привлекательным для внедрения реверсивных ТН «воздух-воздух» является регионы юга Украины и Крымский полуостров, а также объекты, где имеются достаточные объёмы сбросного вентиляционного воздуха;
- привлекательно так же комбинированное отопление в холодный период и кондиционирование в жаркое время помещений на базе ТНУ;
- применение ТНУ в системах создания оптимального микроклимата в крупных общественных зданиях, спортивных и киноконцертных комплексах, крытых бассейнах, где наряду с проблемами термостатирования и утилизации теплоты сбросных воздушных и водяных потоков создаются условия, исключающие условия конденсации влаги на металлических и железобетонных строительных конструкциях, провоцирующие их коррозию и разрушение;
- автоматизированные комплексные системы на базе ТНУ и теплообменников-рекуператоров для поддержания оптимального микроклимата в животноводческих помещениях, свинарниках, птичниках, инкубаторах и других объектах агропромышленного комплекса;

- применение тепловых насосов в различных технологических процессах промышленности и сельского хозяйства (сушка продуктов, материалов, сырья, дистилляция, осушение помещений и др.);
- с помощью крупномасштабных ТНУ (тепловой мощностью до 20-30 Гкал/ч)можно рассмотреть вопросы их применения в энергетике (утилизация сбросной теплоты циркуляционной воды после конденсатора турбины и возможные варианты передачи её в теплосеть).

Теплонасосная технология преобразования низкопотенциальной природной энергии или теплоты вторичных низкотемпературных энергоресурсов в высокопотенциальную тепловую энергию, пригодную для практического использования, представляет собой не очередную модернизацию традиционных энергоисточников, а внедрение нового, прогрессивного, высокоэффективного и экологически чистого способа получения теплоты. При этом теплонасосные установки (ТНУ) многофункциональны (одновременно производят теплоту и холод), мобильны, относительно просты в изготовлении и в эксплуатации и легко поддаются автоматизации.

Даже сегодня без государственной поддержки в Украине проявляется повышенный интерес к применению теплонасосных технологий получения тепла как эффективному инструменту энергосбережения, а внедрённые единичные образцы ТН техники подтверждают перечисленные выше достоинства. Выполненный краткий анализ проблем и возможностей использования теплонасосной технологии преобразования низкопотенциальной теплоты позволяет сделать следующие выводы:

1. На сегодняшний день для решения проблем энергосбережения ТН являются наиболее перспективными среди источников «нетрадиционной энергетики» благодаря возможности «черпать» возобновляемую энергию из окружающей среды. В мировой практике для преобразования низкопотенциальной теплоты наибольшее распространение получили парокомпрессионные ТН с электрическим приводом.

2. Украина существенно отстает от стран мирового сообщества как по производству, так и по внедрению ТН в различные области экономики. В Украине нет промышленного производства ТН, внедренные установки производятся, как правило, в единичных экземплярах, но даже при своих не оптимальных параметрах подтверждают достоинства и уникальность применения ТН как эффективных энергосберегающих источников теплоты в различных отраслях экономики.

Конкурентоспособность ТН зависит от большого числа факторов термодинамического, конструктивного, экономического характера, от их функционального назначения и экологического воздействия на окружающую среду и пр. Упрощенный подход к подбору мощностей и комплектующих, выбору схемных решений, к монтажу и сервисному обслуживанию относительно дорогих ТН может привести к дискредитации идеи внедрения теплонасосных технологий в глазах отечественного потребителя.

*Источник: www.avante.com.ua/rus/index*

# О востребованности, работоспособности и окупаемости воздушных тепловых насосов в условиях России

***А. В. Суслов***

Успех столь активно обсуждаемых сегодня на всех уровнях мер и проектов по энергосбережению во многом зависит от того, насколько они будут поняты и приняты непосредственным потребителем. Между тем, на доходчивом для рядового потребителя уровне ничего кроме обязательной замены обычных осветительных приборов энергосберегающими, кажется, не предлагается. В то же время, не менее значительный ресурс энергосбережения давно уже и буквально повсеместно в прямом и в переносном смыслах просто «витает в воздухе». Парадоксально то, что хотя многим уже и доводилось слышать об экономии и прочих выгодах этого ресурса, воспользоваться этими преимуществами не позволяет искажённое представление об их реальных технических возможностях непосредственно для России.

С момента презентации у нас в конце 2006 года сплит-системы Altherma (1) - первой, официально позиционированной в качестве воздушного теплового насоса, предназначенного для круглогодичного теплоснабжения в условиях российского климата, прошло уже три года.

Опыта практического применения низкотемпературных воздушных тепловых насосов у нас в стране тогда не было, сама возможность существования подобного оборудования вызывала сомнения, поскольку противоречила общепринятым представлениям, появление этой техники произошло незамеченным в профессиональной среде и никак не зафиксировалось общественным сознанием. Поэтому ни желающих стать первопроходцами, ни опровергнуть реальность открывшейся перспективы, учитывая авторитет производителя, тогда не нашлось. А посему до дальнейшего прояснения ситуации наиболее приемлемым казалось ограничиться осторожным суждением с признаками, вроде бы, «нулевого варианта» - что если эта техника вообще работоспособна на территории России, то:

- для практического использования подходит разве что для региона Сочи,
- для прочих регионов, по-видимому, будет весьма малоэффективна и поскольку
- представляется дороже традиционного теплового оборудования основной массе наших граждан предлагать её особо даже и не стоит, а поэтому внятной коммерческой перспективы сама эта тема иметь у нас не может.

На самом деле такое поверхностное резюме, сформулированное, «на глаз» - без какого-либо фактического обоснования, не просто не вдохновляло, но и дискредитировало столь актуальную для России технологию в глазах отечественного потребителя. Поскольку в дальнейшем такой подход приобрёл статус официального, формирующего общественное отношение к теме, возможность освоения низкотемпературных воздушных тепловых насосов отодвинулась для нас до первого успешного практического опыта в период отопительного сезона 2008-2009 годов использования суперобогревателя Zubadan (2). С этого момента и берёт начало в России практика использования воздушных тепловых насосов для теплоснабжения.

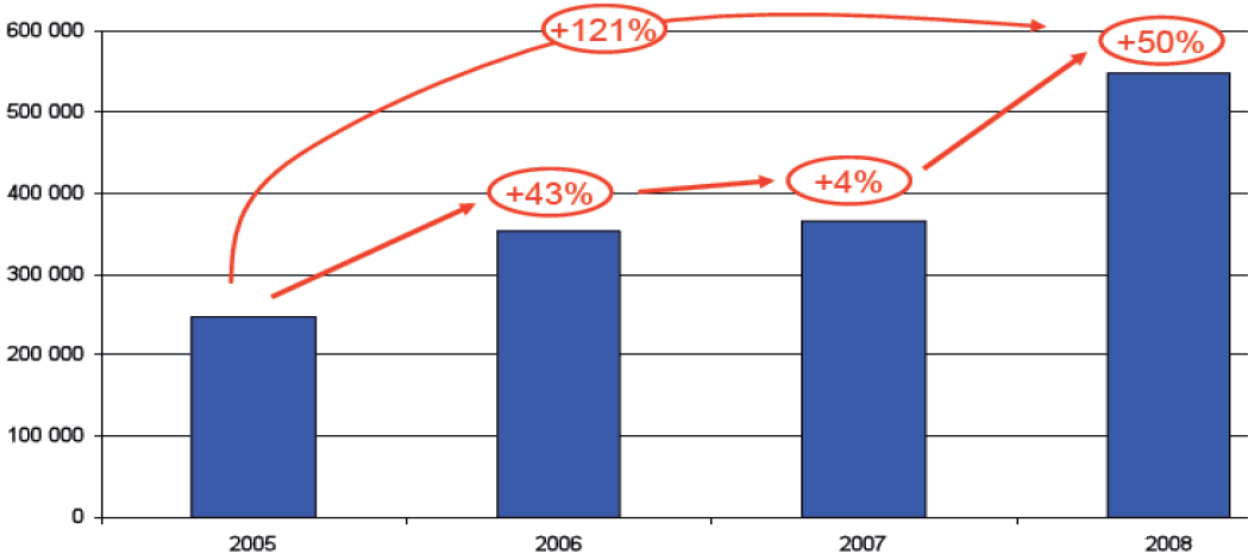
Ниже приводятся данные, фактически подтверждающие применимость, целесообразность и востребованность низкотемпературных воздушных тепловых насосов в условиях холодного климата вообще и в России, в частности.

Россия сегодня - одна из немногих европейских стран, не имеющих собственной национальной ассоциации по тепловым насосам и какого-либо представительства в EHPA

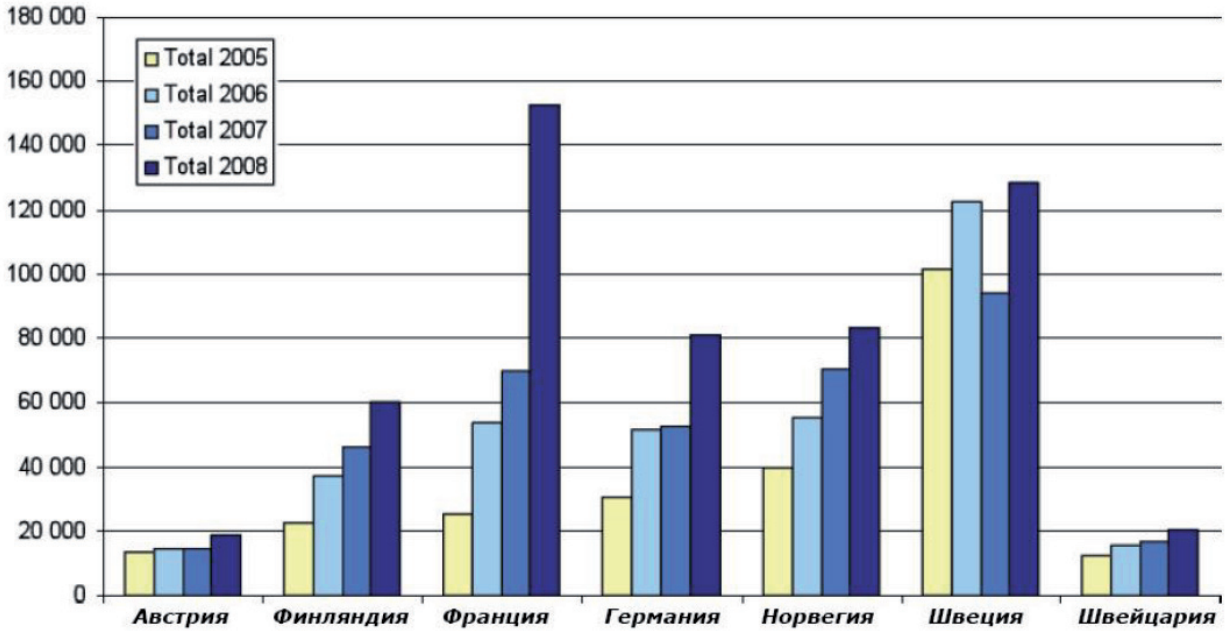
Поскольку низкотемпературные воздушные тепловые насосы пришли к нам из Европы, где они появились чуть раньше, нам интересна ситуация на европейском рынке тепловых насосов, начиная с 2005 по 2008 годы. На втором форуме Европейской Ассоциации Тепловых Насосов European Heat Pump Association (EHPA[1]), состоявшемся в мае 2009 года в австрийском городе Линц, был представлен доклад с исследованием рынка за последние годы (3). В основе исследования - статистика семи стран: Австрии, Финляндии, Франции, Германии, Норвегии, Швеции и Швейцарии. На базе этой статистики динамика европейского рынка тепловых насосов выглядит следующим

1 Россия сегодня - одна из немногих европейских стран, не имеющих собственной национальной ассоциации по тепловым насосам и какого-либо представительства в EHPA

**По 7 выбранным странам суммарно:**




...и по каждой из стран в отдельности:

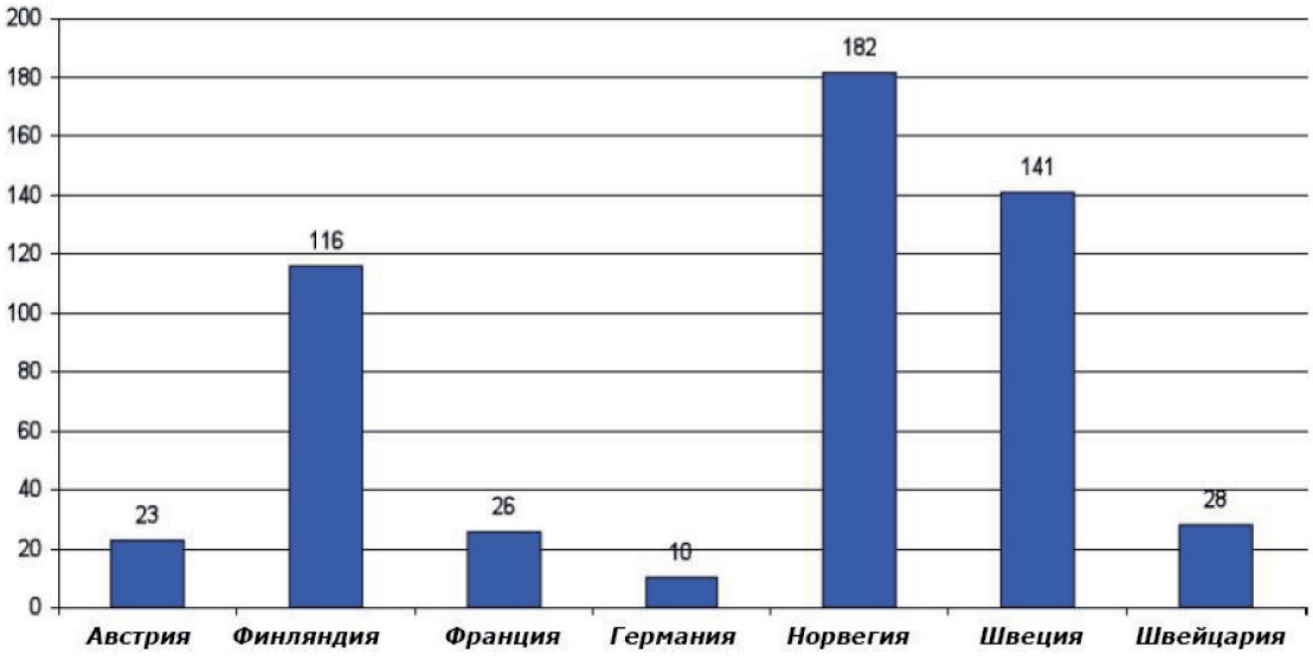


За последние четыре года в Европе произошёл 121%-ный прирост общего объёма продаж тепловых насосов, обеспеченный в основном Францией, Германией и тремя Северными Странами. И то, что наибольший прирост -50 %- пришёлся на год начала кризиса, является, по-видимому, естественным общественным откликом на глобальный экономический вызов, а тепловые насосы - сугубо специфическая сфера деятельности, на которую повсеместный экономический спад влияет прямо противоположным образом. Поэтому основополагающий тезис обсуждаемой темы состоит в том, что

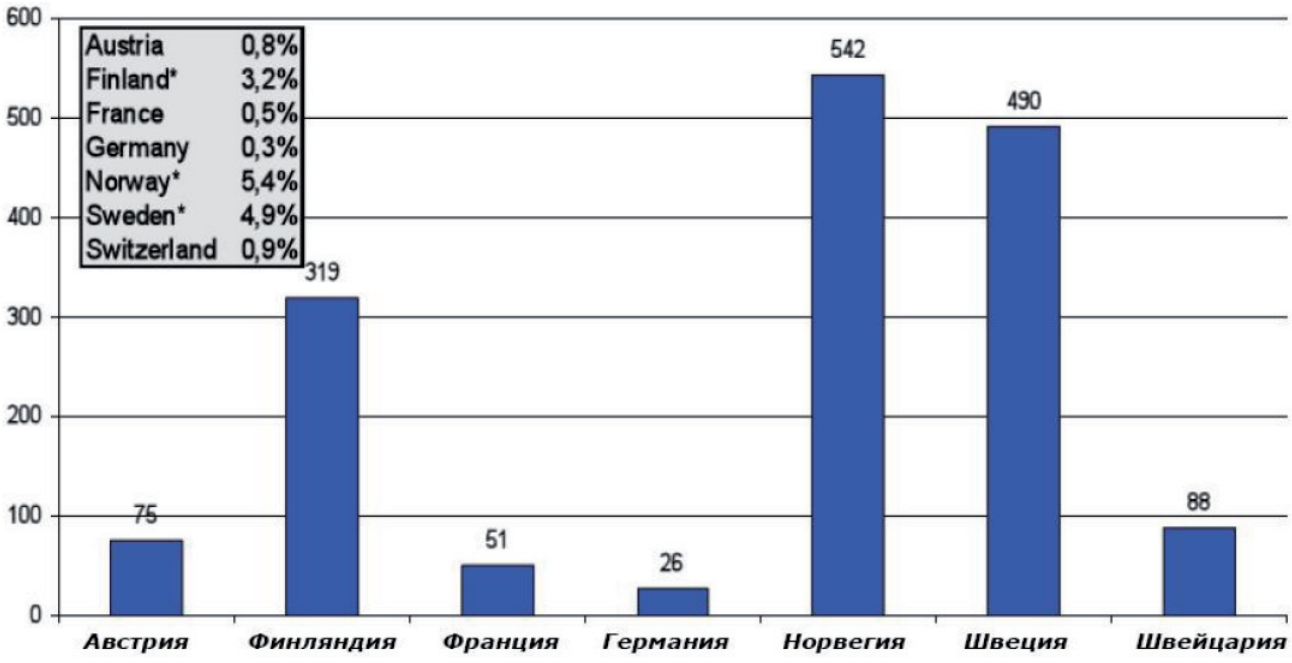
*Дальнейшее развитие кризиса только повысит актуальность использования тепловых насосов, а следовательно - и их востребованность.*

Насколько конкретно выросла в рассматриваемых странах популярность тепловых насосов сегодня, видно из следующих диаграмм:

Количество тепловых насосов, проданных на каждые 10 000 жителей в 2008 году:




...и за период с 2005 по 2008



Швеция

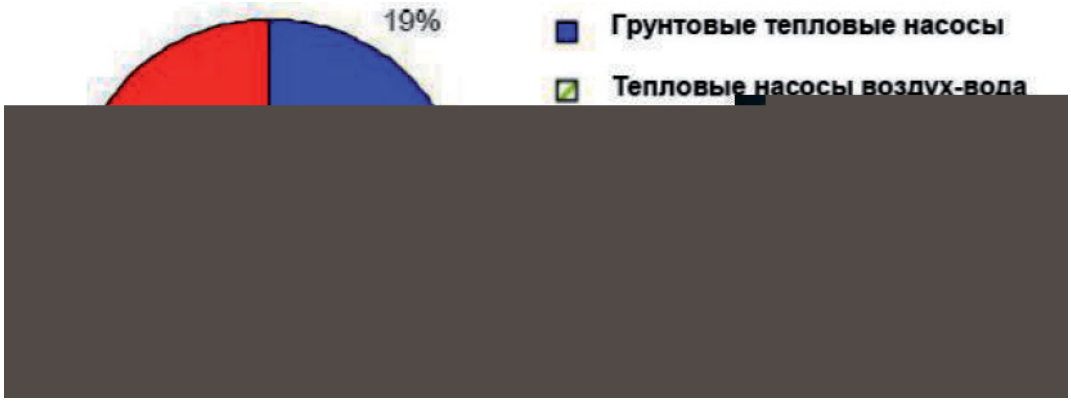
В презентации первой в Европе лаборатории, аккредитованной для испытаний тепловых насосов Шведского Технического Исследовательского Института (SP Sveriges Tekniska Forskningsinstitut) (4) приводится, график, иллюстрирующий хронологию совершенствования воздушных тепловых насосов.

На графике показано, как с годами повышался показатель энергоэффективности воздушных тепловых насосов COP при наиболее характерном для стран с холодным климатом перепаде наружной и внутренней температур. Становится понятно, что обеспечило столь поразительный рост популярности современных воздушных тепловых насосов. COP при перепаде температур +2°C/20°C удалось повысить чуть ли не вдвое - до уровня 3,5 и выше, а температуру эксплуатации, которую можно гарантировать европейским потребителям, довести до минус 25 и даже минус 30°C.

Рынок тепловых насосов Швеции 1997-2008 (5)

3 Тепловые насосы, утилизирующие тепло вентиляционных выбросов

Продажи тепловых насосов в Швеции в 2008




По данным Шведской Ассоциации Тепловых Насосов SVEP, более 700 000 тепловых насосов из более чем 1 350 000 было установлено в Швеции после 2000 года. В 1998-1999 годах доля тепловых насосов воздух-воздух вообще незаметна на диаграмме на фоне грунтовых, составлявших тогда основу шведского рынка. Но уже в 2005 году тепловых насосов воздух-воздух становится явно больше, чем грунтовых.

2008 году на 81 % воздушных тепловых насосов, проданных в Швеции, приходится только 19% грунтовых, образуя соотношение, более чем 4 : 1 в пользу воздушных.

Финляндия

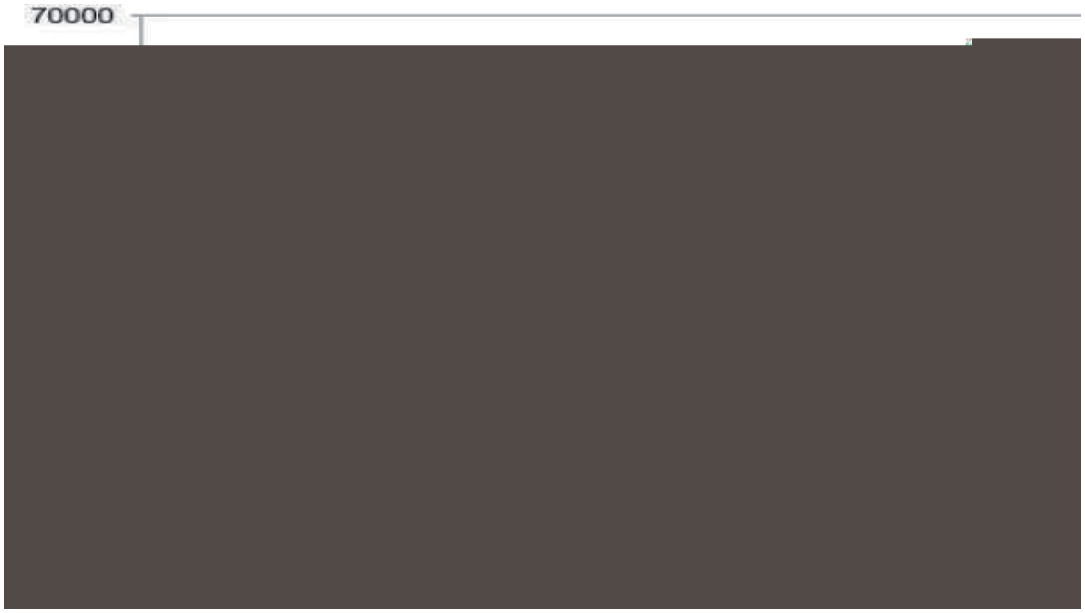
Если всего лишь в 2001 году из 30 000 тепловых насосов, проданных в Финляндии, только 5 000 были тепловыми насосами воздух-воздух (7), то в 2003 их становится явно больше, а за последние четыре года статистика продаж выглядит так, как представлено в таблице 1.

Таблица 1.

| Типы тепловых насосов | 2005 | 2006 | 2007 | 2008 |
|---|---|---|---|---|
| Воздух/воздух | 17 000 | 30 000 | 38 000 | 48 000 |
| Воздух/вода | 7 | 400 | 450 | 2 500 |
| Вытяжной воздух | 1 900 | 2 050 | 2 500 | 2 200 |
| Геотермальные | 3 600 | 4 500 | 5 300 | 7 500 |
| Общее количество | 22 507 | 36 950 | 46 250 | 60 200 |
| Доля воздушных, % | 84 | 88 | 88,5 | 87,5 |

Здесь соотношение становится уже 7 : 1 в пользу воздушных тепловых насосов, несмотря на бесчисленное множество озёр - дешёвого, легко мобилизуемого и надёжного источника тепла для тепловых насосов. Появление буквально в последние годы низкотемпературных воздушных тепловых насосов воздух-вода стало причиной чрезвычайно бурного спроса на них с одной стороны (прирост за последний год - 456%!) и некоторого падения продаж тепловых насосов вытяжного воздуха (-12%). Прирост продаж геотермальных тепловых насосов (42%), по-видимому, инициирован благоприятным отношением в обществе к самой технологии в целом.

Динамика продаж тепловых насосов в Финляндии за весь период представлена Финской Ассоциацией Тепловых Насосов SULPU:

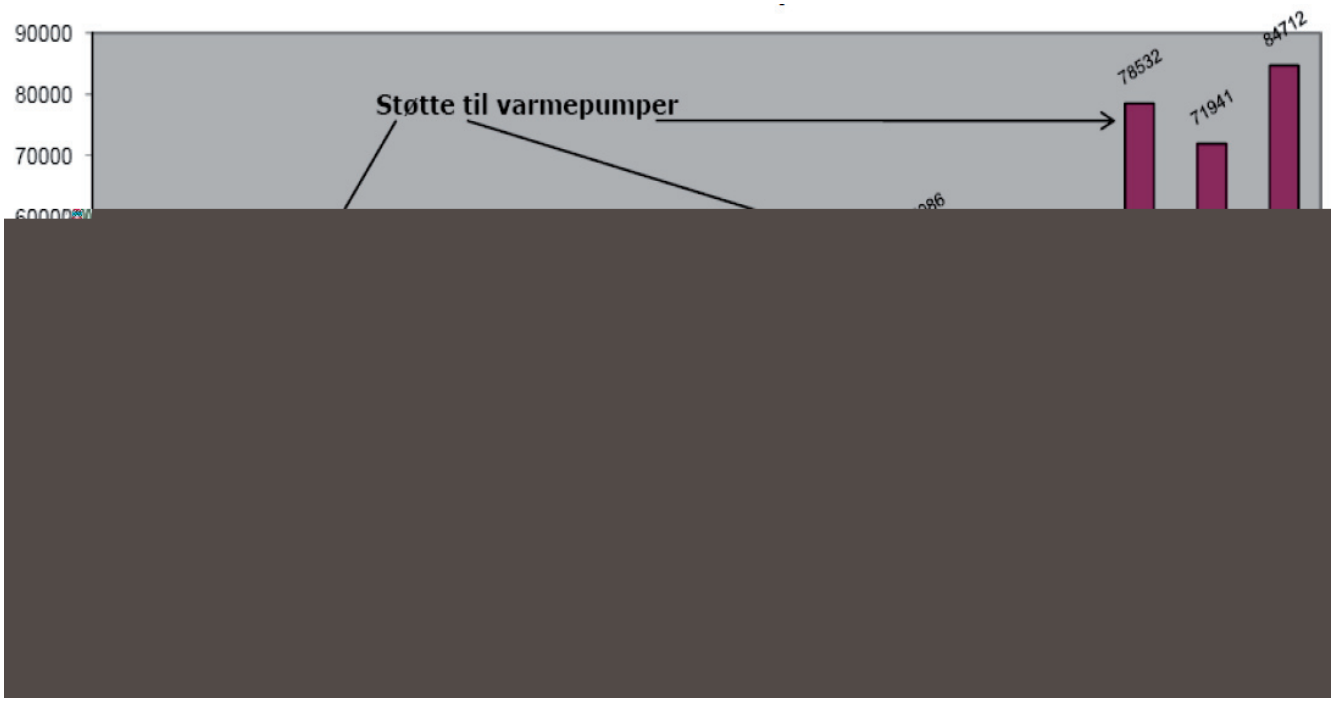


Норвегия

Тщательно и скрупулёзно подготовлена презентация Норвежской Ассоциации Тепловых Насосов NOVAP (8). В презентации представлена буквально поштучная статистика продаж по каждому из типов тепловых насосов за 17 лет.

Помимо конкретных фактических данных указаны годы, в которые производились акции поддержки отрасли. С практической точки зрения, для нас, безусловно, интересно, к каким результатам приводили эти акции в каждом из сегментов. Следует заметить, что акции имели эпизодический характер и касались, в основном, наиболее дорогих в установке - грунтовых тепловых насосов, доля которых на норвежском рынке всегда была весьма незначительна. Для воздушных тепловых насосов в настоящий момент поддержка заключается в рассрочке до трёх лет, в течение которых процент по рассрочке компенсируется за счёт полученной экономии.

Рынок тепловых насосов Норвегии 1992-2008 Общая статистика продаж




Общие данные по обсуждаемому периоду помещены в таблицу 2.

Таблица 2

| Типы тепловых насосов | 2005 | 2006 | 2007 | 2008 |
|---|---|---|---|---|
| Воздух/воздух | 32 754 | 73 301 | 65 210 | 76 832 |
| Воздух/вода | 388 | 2 383 | 3 318 | 3 985 |
| Вытяжной воздух | 771 | 521 | 921 | 673 |
| Геотермальные | 1 494 | 2 327 | 2 492 | 3 222 |
| Общее количество | 35 407 | 78 532 | 71 941 | 84 712 |
| Доля воздушных, % | 96 | 97 | 96,5 | 96 |

Соотношение продаж воздушных тепловых насосов к тепловым насосам, источником тепла для которых является грунт, дошло до рекордных 24 : 1.

Реакция рынка Норвегии на появление низкотемпературных воздушных тепловых насосов воздух-вода подтверждает суждение о том, что у этого типа на рынке Северных Стран перспективы особо замечательные.

Продажи в Норвегии тепловых насосов воздух-вода

Эстония

Для полноты анализа рассмотрим ситуацию на рынке тепловых насосов ещё одной северной страны - Эстонии, в которой также имеется национальная ассоциация по тепловым насосам - ESPEL, но которая официально не участвовала в указанных конференциях. Динамика и структура рынка тепловых насосов в Эстонии (9), отслеживаемая также крайне аккуратно, приведена в таблице 3.

Таблица 3

| Типы ТН | 2005 | 2006 | 2007 | 2008 |
|---|---|---|---|---|
| Воздух/воздух | 461 | 1 476 | 3 867 | 3 747 |
| Воздух/вода | 2 | 87 | 199 | 343 |
| Вытяжной воздух | 57 | 107 | 109 | 43 |
| Геотермальные | 565 | 750 | 1 100 | 970 |
| Общее количество | 1 085 | 2 420 | 5 275 | 5 073 |
| - на 10 000 жителей, % | 1,05 | | | |
| Доля воздушных ТН, % | 48 | 69 | 79 | 81 |

По уровню продаж на 10 000 жителей Эстония занимает четвёртое место в Европе, подтверждая вывод об особой актуальности тепловых насосов именно для Северных Стран. Здесь также очевидна та же тенденция - спада продаж тепловых насосов вытяжного воздуха на фоне уверенного роста систем воздух-вода. Притом, что за последние четыре года продажи тепловых насосов воздух - воздух увеличились более чем в 8 раз, обеспечив долю воздушных в процентном отношении до шведского уровня, продажи грунтовых выросли всего лишь менее чем вдвое, а в 2008 в этом сегменте наблюдался заметный спад продаж (-11,8 %).

Эстония, как мы видим, не выпадает из общей статистики Северных Стран, а только её подтверждает. Поэтому окончательное подтверждение здесь получает неочевидный ранее, но особенно важный для предстоящего российского опыта вывод о том, что:

*Суровость климата не является ограничением для применения современных воздушных тепловых насосов, поскольку в Северных Странах они наиболее широко востребованы и успешно применяются, а их доля в общем объёме рынка увеличивается наиболее быстрыми темпами.*

Однако при обсуждении темы часто приходится сталкиваться со скорее эмоциональным суждением о том, что по-настоящему то холодная страна всё же только одна - Россия, а остальные, если и холодные, то лишь «умеренно». В таблице 4 приведён официальный рейтинг самых холодных европейских стран и соответствующие температурные рекорды.

Таблица 4.

| Страна | Температура | Дата | Место |
|---|---|---|---|
| Россия | -55 °C | - | Усть-Щугор, Коми |
| Швеция | -53 °C | 13.12.1941 | Malgovik, Lappland |
| Финляндия | -51.5 °C | 28.01.1999 | Kittila |
| Норвегия | -51.4 °C | 01.01.1886 | Karasjok, Finnmark |
| Эстония | -43.5 °C | 17.01.1940 | Jogeva |

Хотя Россия здесь и самая холодная страна, но, к счастью, климат у нас достаточно разнообразен, а в Коми проживает лишь незначительная часть населения. Поскольку работоспособность и целесоо-

бразность низкотемпературных воздушных тепловых насосов в условиях Подмосковья обоснованы теоретически и подтверждены практически (2), то и в других регионах РФ, численность населения которых наряду с численностью населения Северных Стран приведена в таблице 5, они тем более работоспособны и целесообразны, о чём свидетельствуют данные таблицы 6.

Таблица 5.

| Субъект РФ | Население | Страна | Население |
|---|---|---|---|
| Москва | 10 527 000 | Швеция | 9 047 752 |
| Московская область | 6 712 582 | Финляндия | 5 255 580 |
| С.Петербург и Лен. область | 6 199 947 | Норвегия | 4 799 252 |
| Краснодарский край | 5 141 900 | Эстония | 1 344 684 |
| Итого | 28 581 429 | Итого | 20 447 268 |

Таблица 6.

| Город | tрас4,°С | tmin, °С | Т - длительностьстояния t<16°С, ч |
|---|---|---|---|
| Москва | - 28 | - 42,2 | 7135 |
| С.Петербург | - 26 | - 36 | 7285 |
| Краснодар | - 19 | | - |
| Новороссийск | - 13 | - 30 | - |
| Сочи | - 3 | - 18 | 5006 |

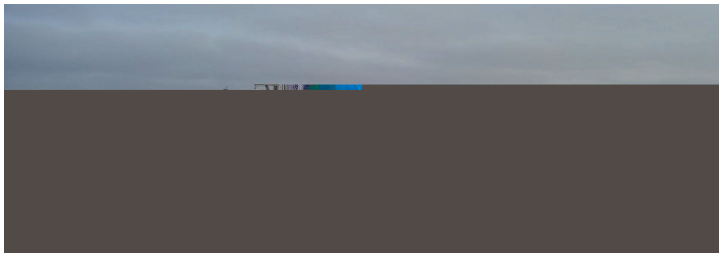
tрасч - минимальная наружная температура, до которой должны поддерживаться комфортные условия;

tmin - абсолютный температурный минимум;

Т - суммарная длительность периодов ощущения физиологической потребности в отоплении в часах или проще - продолжительность комфортного отопительного периода.

Потенциальный рынок только этих регионов РФ - примерно в полтора раза больше совместного рынка Северных Стран. Оценить потенциал такого рынка можно, исходя хотя бы из того, что, например, в Финляндии в 2008 году одних только тепловых насосов воздух-воздух было продано на сумму около 75 миллионов евро (10).

Температура ожижения фреона R410A, используемого в низкотемпературных воздушных тепловых насосах, около -52 °С. И если при использовании воздушных тепловых насосов в Усть-Щугоре ещё можно вести речь о каких-то ограничениях, то в более обжитых районах вопрос об ограничениях исключён категорически даже на теоретическом уровне. Можно лишь заметить, что континентальному климату Евразии помимо более холодных зим, присуще ещё и более жаркое лето, что делает использование воздушных тепловых насосов для большей части территории России ещё более целесообразным - за счёт необходимости кондиционирования.



Европейский полюс холода
России Усть-Щугор, Коми

Вопреки широко, почему-то, распространённому у нас мнению, при -20°С в воздухе остаётся ещё более 85 % тепла, которое имеется в нём при +20°С. При -20°С у большинства современных воздушных тепловых насосов, производительность снижается до 60 %, а у особо продвинутых - всего лишь до 85 %. Современные низкотемпературные воздушные тепловые насосы тестируются производителем, в основном, до -15 °С не потому, что это чем-то обоснованный предел их технических возможностей, а потому, что этот уровень оговорен международными стандартами. Серии, идущие из Азии на рынок Северных Стран и, разумеется - воздушные тепловые насосы местного производства, проходят тестирование до минус 20, 25, 26, 28, а некоторые уже и до минус 30°С.

Благодаря так долго затянувшемуся у нас периоду индифферентности к теме, отечественный рынок сегодня является наиболее привлекательным потому, что, во-первых, до сих пор остаётся абсолютно нетронутым, а во-вторых, потому, что сегодня нам доступны самые последние, а, следовательно - самые совершенные образцы этой техники.

Поскольку масса времени и сил потрачены энтузиастами на экономическое обоснование использования тепловых насосов, нельзя обойти вниманием и этот вопрос.

Анализ тарифов на электроэнергию, приведённых в таблице 7, в странах, где тепловые насосы применяются уже массово и в странах, где пока ещё нет, не позволяет установить какую-то очевидную связь между тарифами и уровнем продаж.

Таблица 7.

| Средние тарифы на электроэнергию по состоянию на январь 2005 (11) | |
|---|---|
| Государство | Стоимость электроэнергии евро/100 кВтч |
| Финляндия | 7.92 |
| Эстония | 5.76 |
| Литва | 6.09 |
| Латвия | 7.02 |

Поскольку уровень тарифов близок к тарифам российских поставщиков, отечественного потребителя при эксплуатации теплового насоса ожидает такая же примерно экономия, какая вполне вдохновляет жителей Северных Стран. Но у нас имеется ещё и дополнительный довод - это плата за приоб-

ретение дополнительной электрической мощности, которая сегодня высока настолько, что

*Говорить в России об окупаемости тепловых насосов как о достигнутом результате во многих случаях можно уже на момент принятия решения об их установке при условии, если речь идёт о воздушных тепловых насосах.*

Стоимость низкотемпературных воздушных тепловых насосов, доступных на российском рынке, находится в пределах от 500 до 1000 евро за киловатт тепловой мощности, в зависимости от типа, технических характеристик и бренда. А покупка дополнительной электрической мощности, необходимой для организации электроотопления обычными электронагревателями во многих случаях обходится значительно дороже и для многих потребителей сегодня уже крайне труднодоступна, если доступна вообще. Поэтому, устанавливая низкотемпературный воздушный тепловой насос, потребитель примерно втрое экономит на приобретении необходимой электрической мощности. Суммы, о которых идёт речь, вычисляются на основании данных, аналогичных приведённым в таблице 8.

Таблица 8.

| Размеры платы за присоединение к электрическим сетям менее 1 кВ ОАО МОЭСК на территории города Москвы на 2009 год (12) | |
|---|---|
| Границы территориальных зон Москвы | Плата, руб/кВА (без НДС) |
| В пределах Садового кольца | 102 338,00 |
| Между Садовым и третьим транспортными кольцами | 91 566,00 |
| Между третьим транспортным кольцом и МКАД | 78 978,92 |
| За пределами МКАД | 61 622,82 |

**Выводы**

Таким образом, современные воздушные тепловые насосы в климатических условиях европейской территории России пригодны для эксплуатации без каких-либо ограничений и их использование не менее выгодно, чем в любой из Северных Стран.

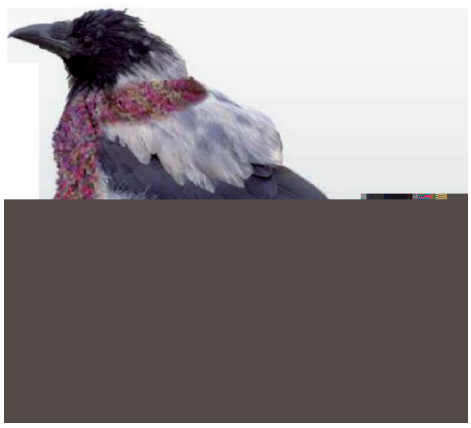
Использование воздушных тепловых насосов выгоднее покупки необходимой дополнительной электрической мощности, что окупает выбор уже на момент принятия решения.

Наибольшая экономия ежегодных затрат на теплоснабжение больше будет там, где холоднее и где длиннее отопительный период.

Хотя освоение низкотемпературных воздушных тепловых насосов и началось без нашего участия, игнорировать их преимущества в дальнейшем недопустимо, особенно - в условиях кризиса.

**Источники информации:**

1. Доклад на XXIII конференции «МОСКВА - ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ ГОРОД» 26.10. 2006, С. Яценко, DAIKIN Europe NV;
2. КОМБИНИРОВАННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ВОЗДУШНЫМИ ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ В УСЛОВИЯХ ХОЛОДНОГО КЛИМАТА, А. Суслов, М., 2009;
3. European Heat Pump Outlook 2009, 2nd EHPA Heat Pump Forum, Linz, Austria, Martin Forsen, SVEP, 20.5.2009;
4. Varmepumpar forsta valet for husagare i Sverige och Schweiz, Monica Axell, SP, 2009; 5 The Heat Pump Market in Sweden status and outlook, Martin Forsen, SVEP, 2009;
6. Varmepumperi Finland, Jussi Hirvonen, Chairofthe Finnish Heat Pump Association SULPU ry, 2009;
7. FINLAND, A RAPIDLY GROWING HEAT PUMP MARKET, Presentation of Jussi Hirvonen in the 7th International Heat Pump Conferece in China, May 2002;
8. Status for varmepumper i Norge, 4-5 juni Oslo, Bird Baardsen, NOVAP, 2009;
9. Soojuspumpade kasutuselevotu dunaamika Eestis, ESPEL, Tallinn, 2009;
10. http://www.sulpu.fi/index.php ?option=com co ntent&task=view&id=139&Itemid=123;
11. Eesti elektrimajanduse arengukava 2005-2015, Tallinn, 2005;
12. ПОСТАНОВЛЕНИЕ РЭК № 121 от 22 декабря 2008 года.



# Оценка границ технико - экономической эффективности применения тепловых насосов

***С. Л. Елистратов***

Практическое замещение с помощью тепловых насосов (ТН) ископаемых видов топлива (уголь, природный газ, мазут и др.) на низкопотенциальное (до 40ºС) тепло возобновляемых и вторичных источников: воды рек, озер, питьевой воды, промышленных и хозяйственно-бытовых сточных вод, систем оборотного водоснабжения, окружающего воздуха, грунта и т. п. источников, - является важным направлением энергосбережения и охраны окружающей природной среды.

Для принятия предварительного решения об использовании ТН полезными могут быть предварительные оценки границ их технико-экономической эффективности. Ниже изложена простая методика поэтапного определения экономической эффективности, неразрывно связанная с энергетическими, экологическими и другими показателями работы ТН и теплоисточников на их основе.

Целью первого этапа оценки является установление самых общих граничных показателей целесообразности применения ТН на основе наглядного графического представления (см. рис.1) уравнения для чистого дисконтированного дохода [1]:

$$ЧДД = B\frac{1-(1+E)^{-T}}{E} - K_o \qquad (1)$$

где: $K_o$ - единовременные капитальные затраты; B - ежегодная чистые сбережения, получаемые благодаря ТН; T - технический срок службы оборудования; E - ежегодная норма дисконта.

При ЧДД = 0 уравнение (1) дает семейство граничных кривых, представляющих внутреннюю норму доходности ВНД. Область параметров экономически эффективного применения ТН будет располагаться под соответствующими кривыми на рисунке 1. Например, параметры т. А на верхней кривой имеют значения: T = 20, ВНД = 0,288 и $K_o/B$ = 3,4. Для области под этой кривой (см. т. C,D

$$Z = \int_0^T e^{-r\tau} dZ(\tau) \qquad (2)$$

где T и τ - соответственно полный период и текущее время осуществления проекта, r - непрерывная норма дисконта. Связь между годовой и непрерывной нормами дисконта определяется простым уравнением:

$$1 + E = e^r \qquad (3)$$

Из (3) следует, что r < E, но если E невелико, то разница между ними незначительна.

Аналитическая формула [2] для расчета интегрального эффекта инвестиционного проекта производства, отпускающего в непрерывном режиме потребителю продукцию Q по цене P при годовых эксплуатационных издержках C имеет вид:

$$ЧДД = [PQ - C](1-\eta_П)\frac{1-e^{-rT}}{r} - K_Н\left[(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu\right] -$$
$$- K\left\{(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu + \eta_И(1-\eta_П)\frac{e^{-rT}-1+rT}{r^2T} - \eta_П\frac{1-e^{-rT}}{rT}\right\} \qquad (4)$$

Здесь: K и $K_н$ - соответственно капитализируемые и некапитализируемые инвестиции в проект, равномерно производимые в предпусковой период продолжительностью S; T - продолжительность эксплуатации объекта; ν, $\eta_П$ и $\eta_И$ - соответственно ставки налогов на добавленную стоимость, прибыль и имущество. В пределах временного отрезка осуществления инвестиционного проекта S≤ τ ≤ T значение τ = 0 соответствует завершению инвестиций и началу производства продукции. В момент начала эксплуатации осуществляется единовременный возврат НДС и до завершения проекта начинает осуществляться налогообложение прибыли и капитализированного имущества.

Применительно к проектам применения ТН различного типа выражение (4) можно представить как:

$$ЧДД = [(Q_T \cdot P_T + Q_X \cdot P_X + \Psi \cdot P_{CO_2}) -$$
$$- \sum_{k=1}^{m} И_k] \cdot (1-\eta_П)\frac{1-e^{-rT}}{r} - K_P \cdot \left[(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu\right] - \qquad (5)$$
$$- (K_{ЭД} + K_{ОБ}) \cdot \left\{(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu + \eta_И(1-\eta_П)\frac{e^{-rT}-1+rT}{r^2T} - \eta_П\frac{1-e^{-rT}}{rT}\right\}$$

Здесь: $K_{ЭД}$ - капитальные затраты на строительство зданий и сооружений для размещения ТН; $K_{ОБ}$- капитальные вложения в приобретение оборудования ТН и технические системы для обеспечения их работы; $K_P$ - некапитализируемые затраты, связанные с работами по проектированию, монтажными, пуско-наладочными и т. п. работами до ввода ТН в эксплуатацию.

В качестве возможных доходов от использования ТН в (5) учтены: тепловая энергия $Q_T$, отпускаемая по цене $P_T$; одновременно с тепловой энергией вырабатываемый холод для кондиционирования или охлаждения технологических потоков $Q_x$, отпускаемый по цене $P_X$; специфический экологический товар [3] – квоты на выбросы углекислого газа Ψ, продажа которых может быть произведена на международном рынке по цене $P_{CO2}$.

Годовые эксплуатационные затраты в (5) можно представить в виде суммы равномерно распределенных затрат:

$$\sum_{k=1}^{m} И_k = И_Э + И_А + (И_{ТР} + И_{ЗП} + И_О + И_{проч.}) + И_{ОС} + И_Н + И_{КР} \qquad (6)$$

Здесь: $И_Э$ - энергетические затраты (приобретение топлива, высокопотенциального тепла и/или электроэнергии);

$И_А = (k_A^{ЗД} \cdot K_{ЗД} + k_A^{ОБ} \cdot K_{ОБ})$ - амортизационные отчисления;

$И_{ТР} = k_{ТР} \cdot И_А$ - отчисления на текущий ремонт;

$И_{ЗП} = 12 \cdot z \cdot Ф \cdot (1+\beta)$ - годовые отчисления на зарплату обслуживающего персонала;

$И_О = k_о(И_А + И_{ТР} + И_{ЗП})$ - расходы на содержание инфраструктуры;

$И_{проч.} = k_{проч} \cdot И_0$ – прочие непредвиденные расходы;

$И_{ОС}$ - издержки на охрану окружающей среды, в т. ч . плата за вредные выбросы и сбросы;

$И_Н$ - издержки на повышение надежности работы теплоисточника;

$И_{КР}$ - плата за кредит;

z - количество обслуживающего персонала;

Ф - среднемесячная зарплата одного работающего;

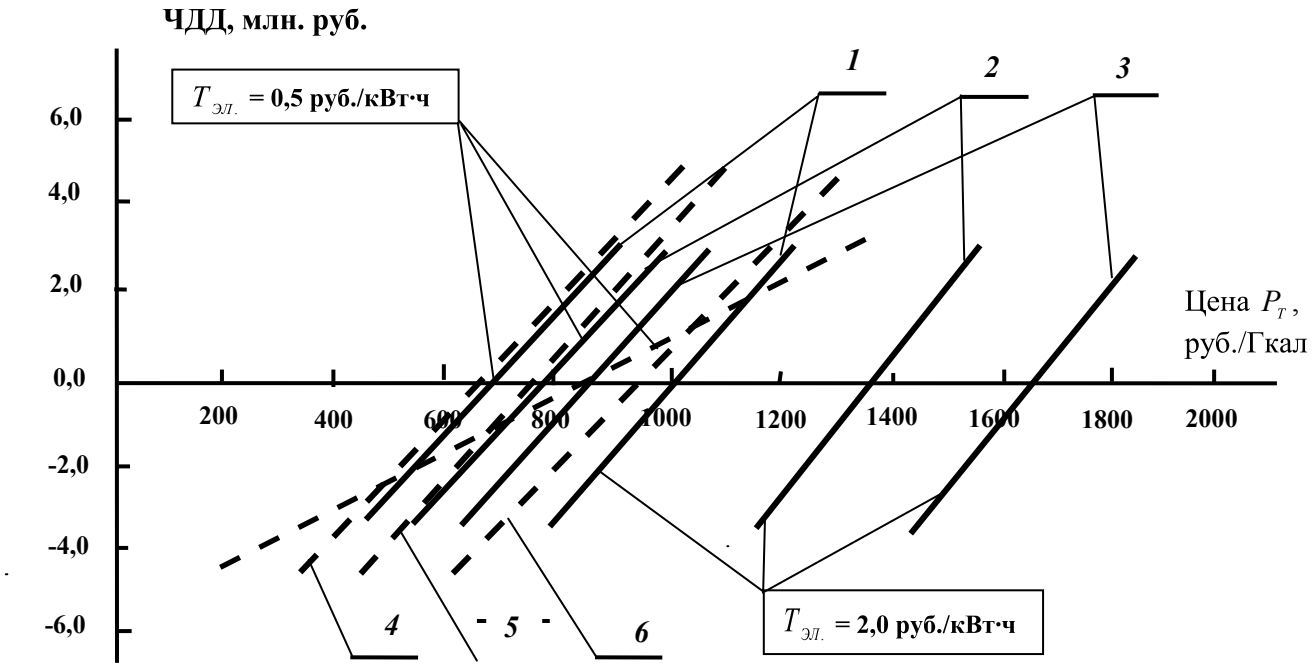
$k_A$ $k_{ТР}$, $k_О$, $k_{проч}$, β - соответственно безразмерные коэффициенты амортизационных отчислений на реновацию и капитальный ремонт, текущий ремонт, на содержание инфраструктуры теплового хозяйства, прочих неучтенных расходов, норматив отчислений в социальные фонды.

Упростим задачу, приняв во внимание в (5) в качестве единственного вида полезного дохода средства от продажи тепловой энергии, а в качестве затрат только энергозатраты. Годовую выработку тепловой энергии теплоисточником можно представить как:

$$Q = Q^p \cdot k_{год} \qquad (7)$$

где: $Q^p$ - расчетная паспортная теплопроизводительность оборудования; $k_{год}$ - коэффициент годовой загрузки его установленной мощности, характеризующий конкретный эксплуатационный режим работы.

Тогда для наиболее распространенных на практике парокомпрессионных с электроприводом и абсорбционных ТН выражение (5) с учетом (7) преобразуется соответственно к виду:




Точки пересечения кривых с осью ЧДД = 0 определяют предельные отпускные цены $P_T^{min}$ на тепловую энергию. При $P_T > P_T^{min}$ применение ТН экономически эффективно, т. к. ЧДД >0, и наоборот, отпуск тепловой энергии по цене $P_T > P_T^{min}$ становится убыточным. Относительному увеличению значений $P_T^{min}$ способствуют увеличение нормы прибыли r, действующих тарифов $T_{эл.}$ и $Q_T$, а также снижение сроков Т технической эксплуатации ТН. С увеличением загрузки оборудования, т.е. с ростом параметра $k_{год}$, происходит относительное снижение $P_T^{min}$ и увеличение эффективности вложения инвестиций. Учет в формуле (5) значений ($Q_X$*$P_X$) и ($\psi$*$P_{CO2}$), а также снижение капитальных затрат $K_{ОБ}$, $K_{ЗД}$ и $K_P$ также уменьшают $P_T^{min}$. Учет других эксплуатационных затрат в (6), напротив приводит к росту $P_T^{min}$.

На основе анализа выражений (8) и (9), а также зависимостей на рис. 2 и 3 можно сделать вывод о том, что увеличение показателей энергетической эффективности $\varphi$ и $\mu$ способно привести к значительному снижению $P_T^{min}$, а следовательно к повышению конкурентоспособности теплонасосных технологий. При выполнении предельного условия безубыточности ЧДД = 0 и неизменных первоначальных капитальных затратах это приводит к увеличению соотношения К/В и/или снижению норм дисконта r и Е. На рис. 1 эта тенденция при неизмененном значении срока службы соответствует увеличению текущих значений $K_O$/В с уменьшением значений годовой нормы дисконта Е. Принимая $K_O = K_{ЗД} + K_{ОБ} + K_P$ и r≅E можно показать, что т. G ($K_O$/В ≅ 0,66; Е ≅ 0,13) на рис. 1 соответствует значение $P_T^{min}$ = 1040руб./Гкал, тогда как т. А ($K_O$/В ≅ 3,4; Е ≅ 0,29) соответствует относительно более высокое значение $P_T^{min}$ =1740 руб./Гкал. Таким образом, с увеличением энергетической эффективности ТН, т.е. с увеличением $\varphi$ и $\mu$ уменьшается относительное влияние капиталовложений в инвестиционные проекты применения ТН.

На третьем этапе целесообразно выполнить оценки сравнительной эффективности. Аналогично вышеизложенному могут быть произведены оценки эффективности традиционных технологий производства тепловой энергии:

- для топливных (газовых, угольных, мазутных и т.п.) котлов по уравнению:

$$ЧДД = Q^{P} \cdot \tau_{год} \cdot k_{год}[P_T - Ц_T R/\eta_K] \cdot (1-\eta_П)\frac{1-e^{-rT}}{r} - K_P \cdot \left[(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu\right] -$$
$$-(K_{ЗД} + K_{ОБ}) \cdot \left\{(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu + \eta_И(1-\eta_П)\frac{e^{-rT}-1+rT}{r^2T} - \eta_П\frac{1-e^{-rT}}{rT}\right\} \quad (10)$$

- для электрокотлов согласно:

$$ЧДД = Q^{P} \cdot \tau_{год} \cdot k_{год}[P_T - T_{ЭЛ.}/\eta_{ЭЛ.К}] \cdot (1-\eta_П)\frac{1-e^{-rT}}{r} - K_P \cdot \left[(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu\right] -$$
$$-(K_{ЗД} + K_{ОБ}) \cdot \left\{(1+\nu)\frac{e^{rS}-1}{rS} - \nu + \eta_И(1-\eta_П)\frac{e^{-rT}-1+rT}{r^2T} - \eta_П\frac{1-e^{-rT}}{rT}\right\} \quad (11)$$

Здесь: $\eta_К$ и $\eta_{ЭЛ.К}$ - соответственно КПД топливных котлов и электрокотлов; $Ц_Т$ - цена условного топлива; R = 0,1428 т у.т./Гкал.

Согласно зарубежным и отечественным данным [5,6] средний технический срок службы ТН составляет 15…20 лет. Для котельного оборудования, несмотря на его относительно меньшую по сравнению с ТН стоимость, необходимо учитывать более короткий по сравнению с ТН технический срок службы, официально ограниченный нормативными сроками (Т = 7…10 лет) амортизации [7] и несоблюдение на практике паспортных режимов эксплуатации и сервисного обслуживания. Сокращение сроков эксплуатации приводит (см. рис. 1) к уменьшению области экономически эффективных параметров работы. Для малых угольных котельных в сельской местности, для которых $\eta_К \le 0,5$ , а доставка топлива сопряжена с высокими транспортными расходами, значения $Р_Т^{min}$ при низких тарифах на электроэнергию могут быть выше не только по отношению к ТН (см. рис. 2 и 3), но и к электрокотельным установкам. Например, такая ситуация характерна для коммунального хозяйства Иркутской области, где на долю электрокотельных приходится почти 10% вырабатываемой тепловой энергии, а тарифы на электроэнергию традиционно являются одними из самых низких в России.

Таким образом, следуя вышеизложенной поэтапной схеме можно на стадии предварительных оценок с учетом требуемого уровня конкретизации широкого спектра технических, энергетических, режимных, экономических и экологических параметров определить сравнительную эффективность проектов применения теплонасосных технологий.

**Литература**

1. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов / под. ред. В.В. Косова, В.Н. Лившица, А.Г. Шахназарова. – 2-ая редакция. – М.: Экономика, 2000. – 421с.

2. Оценка эффективности инвестиционных проектов: теория и практика / П.Л. Виленский, В.Н. Лившиц, С.А. Смоляк - М.: Дело, 2002. - 888с.

3. Елистратов, С.Л. Экологические аспекты применения парокомпрессионных тепловых насосов / С.Л. Елистратов, В.Е. Накоряков //Известия РАН. Энергетика. - 2007. - № 4 - с. 76 - 83.

4. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов/ Е.Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 1999. - 472с.

5. Antonio Briganti Тепловые насосы в жилых помещениях //АВОК. - 2001. - № 6. - с.32-38.

6. Абсорбционные преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005.- 338с.

7. Все об амортизации основных средств: пособие по практическому применению «Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы» /под ред. С.В. Белоусовой. - М.: Вершина, 2006. – 176с.

# Низкоэнергетические дома Японии, оборудованные теплонасосными системами

**Статья взята из IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 26 - No. 2/2008**

*Переведено энергосервисной компанией «Экологические Системы»*

***Katsunori Nagano***

Благодаря своей высокой энергетической эффективности, грунтовые тепловые насосы (GSHP) установлены во многих зданиях Японии с нулевым и почти нулевым потреблением энергии. Для нужд здания непосредственно на месте из возобновляемых источников вырабатывается энергия, благодаря чему полностью или частично компенсируют его годовое потребление энергии. С какой производительностью работает эта система? Как много энергии требуется для достижения нулевого или почти нулевого потребления энергии зданием? В этой статье приведена реальная производительность системы GSHP, установленная в здании с почти нулевым потреблением энергии.

**Предистория низкоэнергетических зданий в Японии**

Климат Японии (1)

Япония состоит из пяти основных островов: Хоккайдо, Хонсю, Сикоку, Кюсю, Окинава и ряда маленьких островов. Страна простирается от субхолодной зоны на севере и субтропической на юге со среднегодовой температурой от 6,4°C в городе Вакканай (Хоккайдо) до 22,4°C в городе Наха (Окинава), как показано на рисунке 1. Соответствующие температуры для городов Саппоро, Сендай, Токио, Осака, Кагосима равны 8,2, 11,9, 15,6, 16,3, 17,6°C. Тем не менее, количество отопительных градусо - дней $\Sigma Qh_{14\text{-}10}$ варьируется от 3218 в Асахикаве до 0 в Нахе. Количество градусо - дней в городах Саппоро, Сендай, Токио, Осаке и Кагосима соответственно составляют 2638, 1594, 900, 850 и 515. С другой стороны, количество градусо - дней для охлаждения $\Sigma Qc_{24\text{-}24}$ варьируется от 0 в городе Асахикаве до 424 в Нахе. Количество градусо - дней в городах Саппоро, Сендай, Токио, Осаке и Кагосима соответственно составляют 0, 10, 130, 250, 515 соответственно. Климатические условия на острове Хоккайдо сходны с климатическими условиями Европейских, Канадских городов и города Чикаго в США.

Среднесуточная инсоляция не сильно отличается в городах Саппоро, Сендай, Токио, Осаке и Кагосима и составляет от 12,0 до 13,3 мДж/м$^2$/день. Можно предположить, что типичные технологии пассивного солнечного отопления могут быть эффективны даже в северной части Японии.

**1.2 Потребление энергии жилым сектором в Японии (2,3)**

Общее количество поставляемой первичной энергии и конечное потребление энергии в 2006 году составило соответственно 23,8×1018 и 16,0×1018. Этот показатель занимает 5 позицию в мире по количеству потребленной энергии. Доля потребления энергии коммерческим и жилым сектором составляет 32,3% от общего объема потребления энергии всеми отраслями в Японии. Япония подписала Киотский протокол и обязана сократить эмиссию $CO_2$ на 6% к концу 2012 года по сравнению уровнем с 1990 годом. Тем не менее, уровень эмиссии $CO_2$ все равно непрерывно повышается. По сравнению с 1990 годом увеличился уровень потребления энергии коммерческим и жилым сектором на 30%. Причиной этого является увеличение спроса на энергию отопления и охлаждения, увеличение количества бытовых приборов, а так же рост общей площади коммерческих зданий.

Японское правительство приняло ряд законов о сокращении потребления энергии и увеличении использования возобновляемых источников. Улучшение тепловой изоляции здания и использование энергосберегающего оборудования относятся к первичным мерам. Для жилых зданий в 1997 году был издан стандарт «Новое поколение энергосбережения», который является доступным руководством по тепловой производительности жилых зданий шести климатических зон (рис.1). Таблица 1 описывает характерные климатические условия для зимнего и летнего периода в каждой зоне, требуемый коэффициент теплопередачи (Q-value) [Вт/м$^2$/К] и коэффициент утечки воздуха, эквивалентный площади (C-value) [см2/м2], в соответствии со стандартом строительства односемейных домов. Для острова Хоккайдо коэффициент теплопередачи составляет 1,6 Вт/м$^2$/К, такое же значение у городов США и Франции, а чуть больше у Германии. В этой статье внимание автора сконцентрировано на развитии технологий строительства низкоэнергетических зданий в Японии на острове Хоккайдо.

Первое экспериментальное низкоэнергетическое здание университета Хоккайдо (4)

Первое экспериментальное низкоэнергетическое здание университета Хоккайдо было построено в марте 1997 года. Автор участвовал в этом проекте в качестве менеджера проектов под руководством заслуженного профессора Очифуджи (Ochifuji). Внешний вид здания показан на фотографии 1. Жилая площадь здания составляет 128 м$^2$, общая – 192 м$^2$.

**Пассивная система**

В этом здании применяется технология типичного пассивного солнечного отопления.

(1) Высокая тепловая производительности и минимальные утечки воздуха

Дом построен из теплоизолированных деревянных конструкций. Между досками расположен вспененный полистирол толщиной 10 дюймов. Преимущественно на южной стене (21 м$^2$) установлены высокоэффективные окна с коэффициентом теплопередачи 1,38 Вт/м$^2$/К. Был подсчитан общий коэффициент тепловых потерь – 0,97 Вт/м$^2$/К, измерены

(2) Горячее водоснабжение

Система подготовки горячей воды состоит из теплового насоса (мощность компрессора -0,4 кВт, хладагент - R-22), использующего отработанный воздух, резервуара объемом 300 л, четырех плоских панелей солнечных коллекторов, установленных по центру на крыше здания (8 м$^2$). На выходе из вентиляционной башни для рекуперации тепла установлен простой ребристый трубчатый теплообменник, площадью 1 м$^2$. В ясный день, солнечные панели накапливают тепло и производят горячую воду в дневное время. Во время облачности и дождливых погодных условий, тепловой насос работает с 3 вечера и нагревает воду до 65°С.

(3) Генерация электрической энергии

Остекленные фотоэлектрические модули из монокристаллического кремния установлены на левой стороне крыши. Пиковая мощность составляет 3,0 кВт. Правая сторона крыши из металлических кровельных материалов покрыта тремя листами слоистого аморфного кремния, сверху которых положены фтор-смолистые блоки. Пиковая мощность составляет 1,4 кВт. Ожидаемый объем производства электрической энергии - 4200 кВт-ч в год.

**Ежегодный энергетический баланс**

На рисунке 3 показано расчетное и фактическое количество вторичной энергии, использованной за 1998 год. Ежегодное расчетное потребление энергии составляет 43,8 ГДж/год, 91% из которой покрывается системой фотовольтаики, солнечными батареями и грунтовым теплом от теплового насоса. Только 9% энергии поставляется от сети. С другой стороны было использовано 57,5 ГДж энергии, 11,8 ГДж поставлялось от сети. Причиной этого было то, что генерированной энергии и запасенного тепла оказалось меньше, чем предполагалось, из-за снежного покрытия устройств, высокого спроса на тепловую энергию и повышенного потребления энергии системой управления отоплением. Окончательный баланс показал, что 80% потребленной энергии было произведено возобновляемыми источниками.

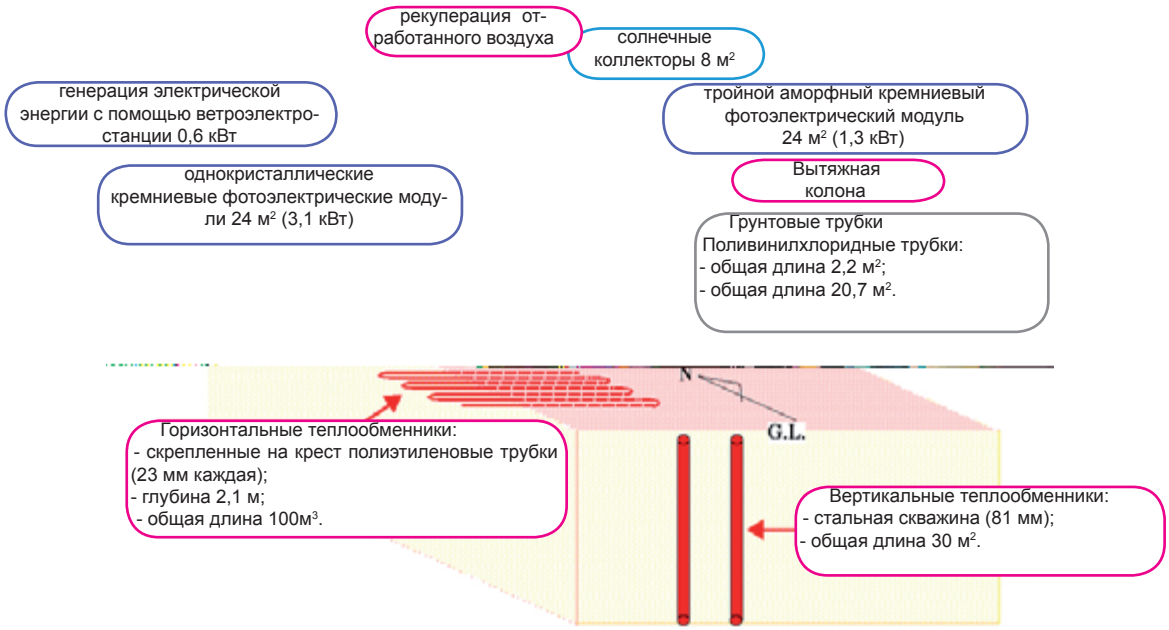



Рисунок 2. Активные и пассивные энергетические системы и их особенности

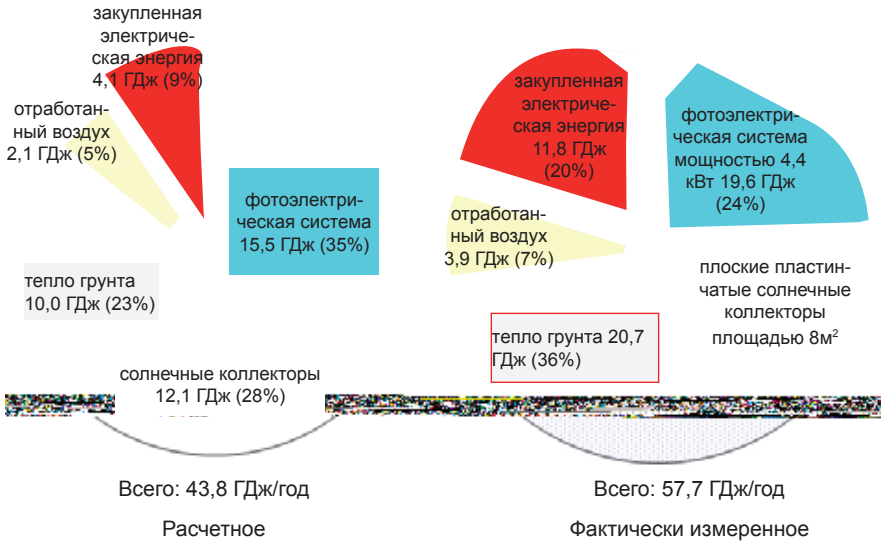
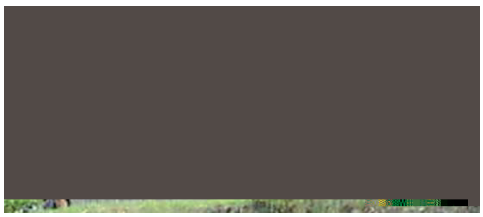



Рисунок 3.



Фотография 2. Внешний вид здания

### 3. Современный низкоэнергетический дом в Хоккайдо

Характеристики здания

Современный низкоэнергетический дом был построен в ноябре 2005 года в городе Наганума в 30 км к востоку от Саппоро на острове Хоккайдо. На фотографии 2 показан внешний вид здания. Деревянный каркас здания внешне изолирован и установлен на бетонном фундаменте. Общая жилая площадь здания - 200 м$^2$. Здание принадлежит двум владельцам. Общий коэффициент тепловых потерь 0,96 Вт/м$^2$/К, учитывая эффект рекуперации тепла от механической вентиляции (0,5 раз/час, эффективная температура 0,9°С). Структура обладает высокой теплоемкостью благодаря ширине бетонной плиты (300 мм) и цементному покрытию (50мм), в котором расположены полиэтиленовые трубки для отопления полом. Тройной стеклопакет с аргоновым наполнением расположен на южной стороне здания и обеспечивает поступление пассивного солнечного излучения. Коэффициент теплопередачи для окна стандартного размера составляет 1,3Вт/м$^2$/К. Утечки воздуха эквивалентные площади составляют 0,4см$^2$/м$^2$.

Конфигурация системы

На рисунке 4 показана конфигурация системы.

Отопление и охлаждение

Для отопления и охлаждения здания используется грунтовая теплонасосная система от SUNPOT Co Ltd. Две скважины глубиной 100 м каждая оборудованы отдельными U-образными трубками. Температура грунта - 10,8°С. Геологический слой состоит из аргиллитов, находящихся под уровнем воды. Эффективная теплопроводность грунта 1,4 Вт/(м2К) оценивалась с помощью теста на термочувствительность. Хладагентом теплового насоса является R-410A. Компрессор инверторно управляем. На рисунке 5 показана эффективность частичной нагрузки при работе в режиме отопления. Максимальная тепловая мощность в 10 кВт может быть достигнута при самой высокой частоте питания и при 0°С входящей температуре на первичной стороне ($T_{1in}$) и при 35°С исходящей температуре на вторичном контуре ($T_{2out}$). Показатель коэффициента производительности - (COP) 3,7. Исходящая тепловая мощность может варьироваться путем изменения частоты работы компрессора, при которой COP может возрасти до 4,5 при умеренной исходящей мощности 4 кВт. На диаграмме также представлены зависимости, подсчитанные с помощью мультирегрессионного анализа, который можно использовать для расчета прогноза производительности системы. Тепловой насос поддерживает постоянную температуру подачи $T_{2out}$, которая непосредственно устанавливается владельцами дома в зависимости от их предпочтений.

Вентиляционная система

Наружный свежий воздух, поступающий в вентиляционные каналы, подогревается, проходя через 50 м трубу, расположенную в грунте на 1,55 м от поверхности. Во время летнего периода конденсат может вытекать из нижней точки слегка наклоненной трубки. Свежий воздух проходит через механическую систему вентиляции с 90% эффективной рекуперации тепла и подается в комнаты.

Горячее водоснабжение

В здании установлен водогрейный $CO_2$ тепловой насос EcoCute, специально спроектированный для использования в холодных зонах Японии. Горячая

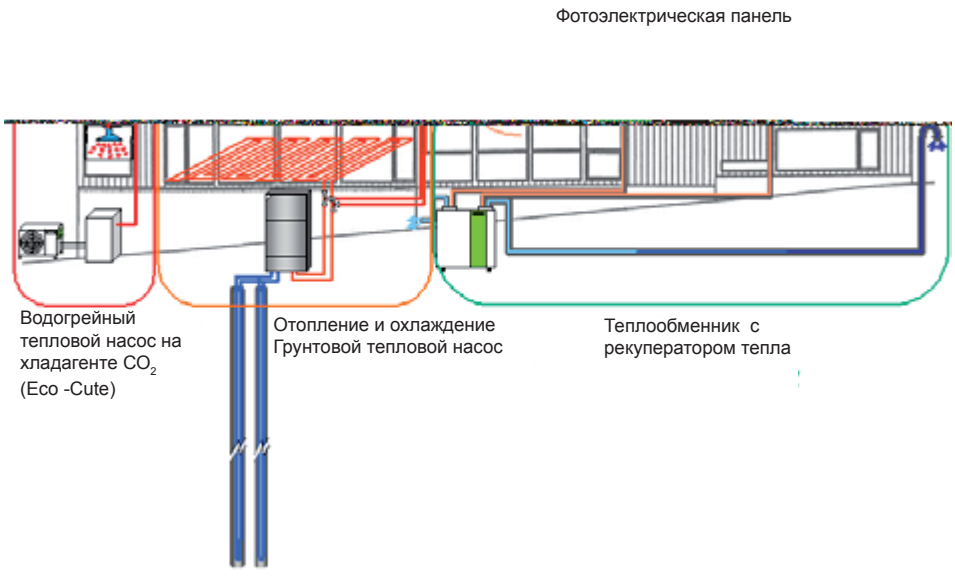



Рисунок 4. Конфигурация системы

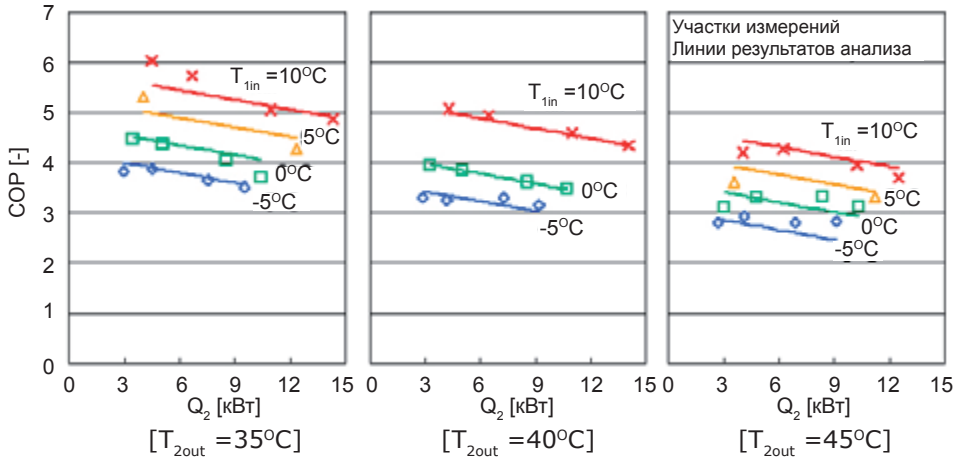



Рисунок 5. Эффективность частичной нагрузки грунтового теплового насоса

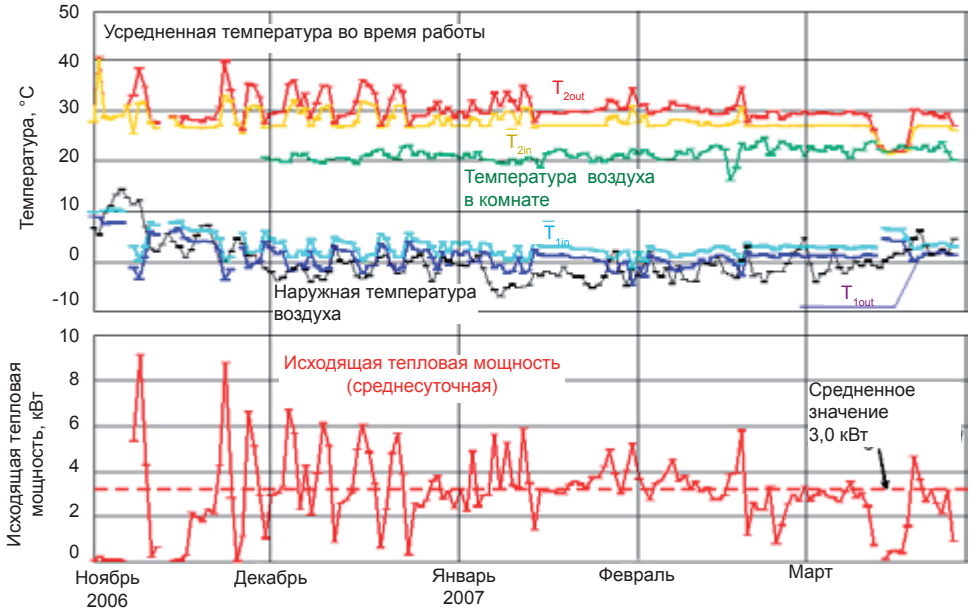



Рисунок 6. Сезонное изменение температуры (вверху) и среднесуточная исходящая тепловая мощность (внизу) (ноябрь 2006 – март 2007)

вода с температурой от 65°C до 90°C, произведенная тепловым насосом ночью, накапливается в резервуаре объемом 460 л.

Генерирование электрической энергии

На крыше здания из металлических кровельных материалов расположены поликристаллические кремниевые фотоэлектрические модули. Общая максимальная исходящая мощность 6,8 кВт при инсоляции 1000 Вт/м$^2$.

Результаты

Колебания температуры и исходящей мощности отопления

Основные измерения проводились во время зимнего периода 2006-2007 годов. На рисунке 6 показаны сезонные колебания температур и ежедневная усредненная исходящая мощность отопления. Показаны среднесуточные температуры во время периода работы: зимой погодные условия были относительно мягкие. Минимальная температура наружного воздуха была -6,8°C. Температура подаваемой воды в систему отопления полом $T_{2out}$ регулировалась жителями здания. Наиболее высокая температура была 40°C и только первые несколько дней с начала отопительного сезона (в основном температура поддерживалась на уровне 30°C и 35°C).

Температура обратки от грунта T1 была относительно выше 0°C при мягких погодных условиях. T1 преимущественно была выше, чем наружная температура воздуха.

На рисунке также показано изменение усредненной температуры воздуха внутри помещения (температура обратки вентиляционной системы). Температура воздуха внутри комнаты варьировалась от 16°C до 25°C, но в основном поддерживалась как среднесуточная на уровне 22 °C.

На рисунке 7 показана динамика наружной тем-

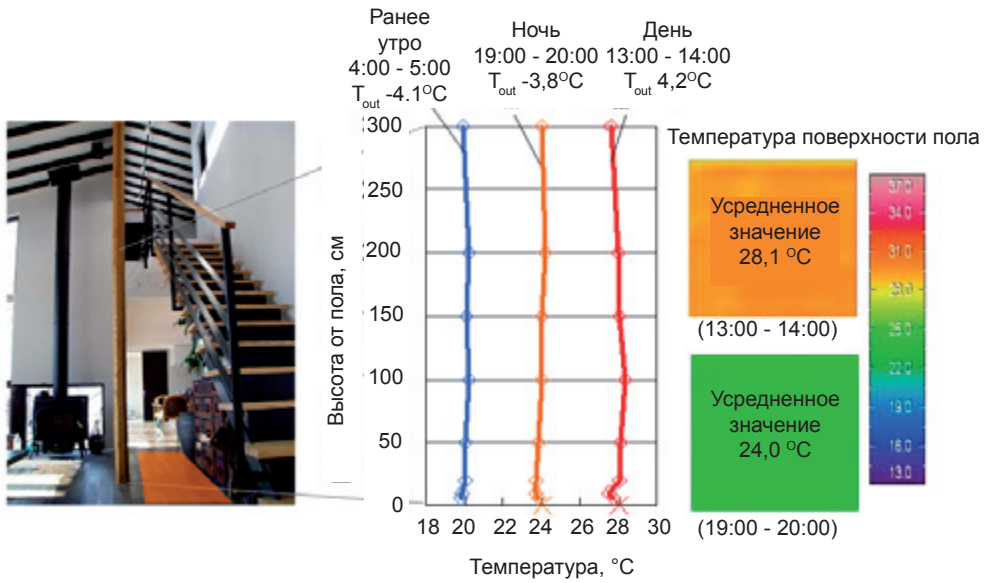



Рисунок 7. Вертикальное распределение температуры воздуха в комнате и температура теплого пола, измеренная инфракрасной камерой (17 января 2007)

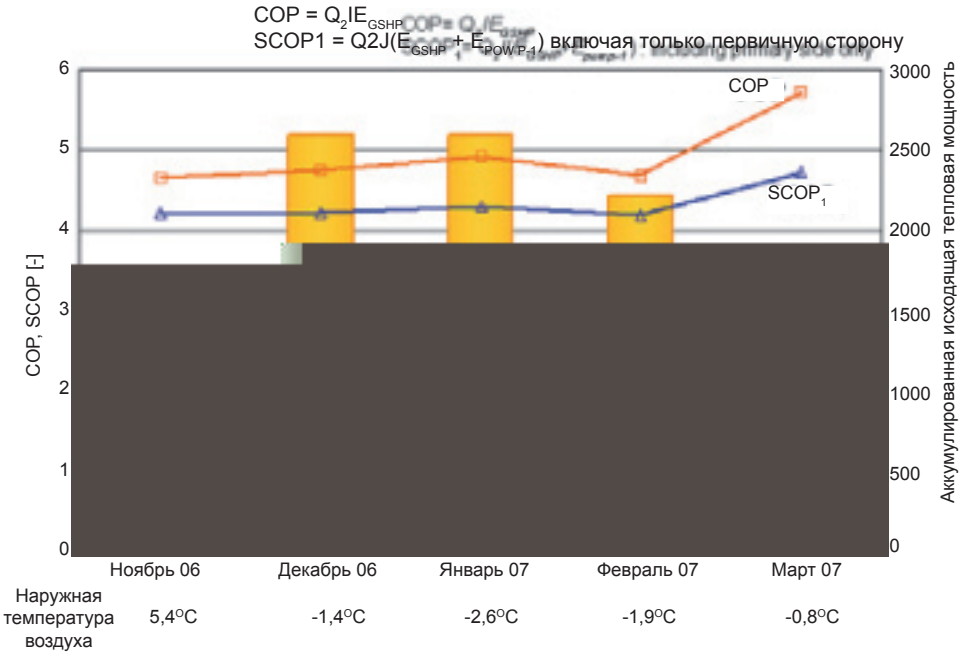



Рисунок 8. Месячная исходящая тепловая мощность и среднемесячный коэффициент COP и SCOP1 для грунтовой

пературы воздуха от 17 января 2007 года. Температура $T_{2out}$ была установлена уровне 30°C. Ранним утром температура воздуха в помещении около 20°C, при наружной температуре воздуха -4,1°C. Тем не менее, температура в помещении повышалась до 28°C благодаря солнечному теплу, поступающему в дневное время. Циркуляция воздуха от жилой площади в северной части или от подвального помещения помогает изменить и стабилизировать температуру.

Производительность грунтовой теплонасосной системы

Ежедневная исходящая тепловая мощность варьировалась от 0 до 9 кВт, как показано на рисунке 6. Можно заметить, что в основном исходящая мощность составляла 2,6 кВт. Согласно расчетам усредненная сезонная мощность составляет 3,0 кВт, что составляет менее 1/3 от максимальной тепловой мощности. Благодаря тому, что компрессор теплового насоса инверторно управляем, частичная нагрузка может повысить производительность оборудования, что показано на рисунке 5.

На рисунке 8 показана ежемесячно интегрированная исходящая тепловая мощность и месячный усредненный коэффициент производительности (COP), а также сезонный коэффициент производительности (SCOP1). Сезонный тепловой баланс грунтовой теплонасосной системы показан на рисунок 9. SCOP1 является показателем производительности грунтовой теплонасосной системы, который включает в себя потребление энергии циркуляционными насосами на первичной стороне.

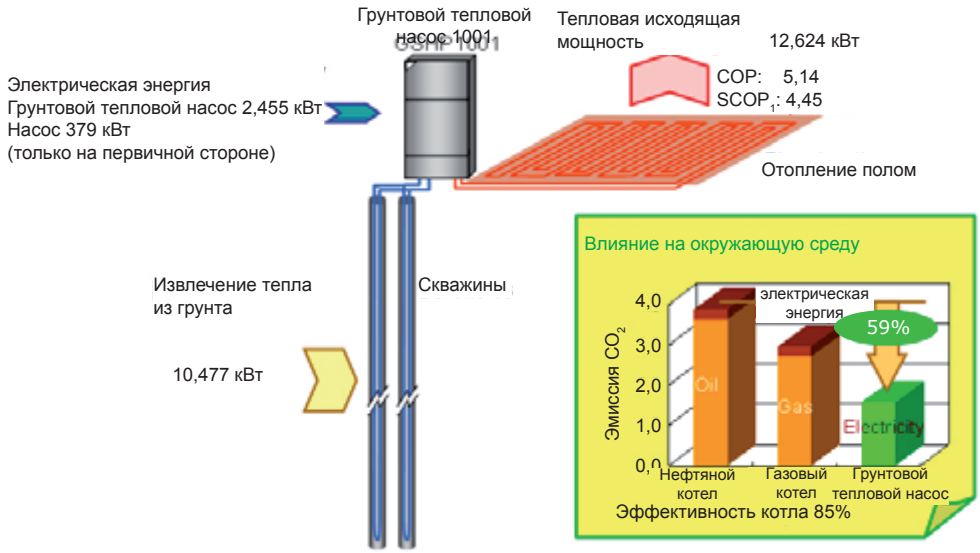



Рисунок 9. Сезонный энергетический баланс грунтовой теплонасосной системы (ноябрь 2006-март 2007)

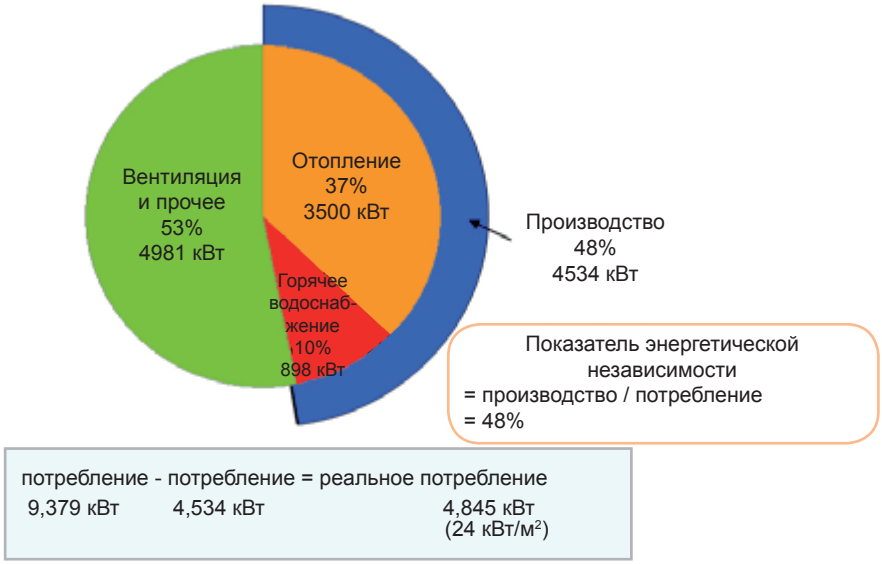



Рисунок 10. Месячный и годовой энергетический баланс низкоэнергетического здания (июнь 2007 – май 2007)

Месячная исходящая мощность варьируется в зависимости от наружной температуры воздуха. Максимальная мощность наблюдалась в январе и составила 2,591 кВт. Если предположить, что система работает каждый день по 24 часа в сутки, то ежедневная усредненная исходящая тепловая мощность составит 3,5 кВт, при которой тепловой насос сможет работать с высокой производительностью благодаря частичной загрузке даже в самый холодный период. Ежемесячный усредненный коэффициент COP варьируется от 4,66 до 5,72. В течение зимнего отопительного сезона было использовано 2 455 кВт электрической энергии, исходящая тепловая мощность была 12,624 кВт, усредненный коэффициент COP составил 5,14. Такая высокая производительность обусловлена несколькими причинами;

1) Низкая вторичная температура: температура подачи может быть установлена намного ниже около 30 °C даже в самый холодный период благодаря тому, что дом хорошо изолирован и оснащен напольной отопительной системой.

2) Частичная нагрузка: тепловой насос может работать на пониженных скоростях с более высоким коэффициентом COP, как показано на рисунке 5.

3) Высокая первичная температура: температура на первичной стороне может поддерживаться выше, чем 0°C.

Коэффициент SCOP1 достигает значения около 4,45. Высокая производительность системы может быть достигнута за счет использования циркуляционных насосов. Следует отметить, что излишняя работа циркуляционной системы может сократить производительность системы в целом.

На рисунке 9 показано сравнение эмиссии $CO_2$ различных отопительных систем. Тепловая эффек-

тивность котлов составляет 0,85. Расчеты показывают, что при работе грунтовой теплонасосной системы происходит сокращение эмиссии $CO_2$ на 58% по сравнению с отопительной системой, где используется котел.

Ежегодный энергетический баланс.

Ежемесячный и ежегодный энергетический баланс в современном низкоэнергетическом доме показан на рисунке 10. Количество потребленной электрической энергии включает в себя отопление, горячее водоснабжение, вентиляцию и т.д. Электроэнергия производится фотоэлектрической системой. Общее годовое потребление электрической энергии составляет 9,379 кВт, 37% из которого уходит на отопление, 10% - на горячее водоснабжение и 53% на другие нужды. Общее количество произведенной энергии 4354 кВт, а показатель энергетического самообеспечения, который является отношением произведенной и потребленной энергии - 48%. Реальное потребление электрической энергии на все нужды, разница между потребленной и произведенной энергией, составляет 4845 кВт (24 кВт/м$^2$).

Реальное потребление энергии можно уменьшить несколькими способами. При работе в режиме отопления, автоматическое управление исходящей температурой в зависимости от спроса на тепловую энергию увеличит коэффициент COP теплового насоса и сократит тем самым потребление энергии. В дополнение к этому, тепловая рекуперация отработанного воздуха в системе вентиляции на первичной стороне теплового насоса может эффективно сократить глубину скважины и помочь в подзарядке грунта осенью. Очистка фотоэлектрических модулей от снега и предварительный нагрев подаваемой воды в систему горячего водоснабжения также очень эффективен. Внедрение краткосрочных тепловых резервуаров из фазоизменяемого материала поможет сократить превышение внутренней температуры воздуха.

Заключение и будущее развитие

В статье описаны два примера традиционного и современного низкоэнергетического зданий с двумя тепловыми насосами для отопления и горячего водоснабжения, построенные на острове Хоккайдо, Япония. В качестве источника тепла для теплового насоса использовалось энергия грунта. Отработанный воздух также сыграл значительную роль и оказался достаточно эффективным ресурсом для такого холодного региона. Передовой низкоэнергетический дом должен быть оборудован воздушной системой для распределения тепловой энергии, включающей вентилирование. При прямого расширения на вторичной стороне можно значительно упростить систему. Это также позволит добиться очень высокой производительности.

Достижения в проектировании высокоэффективных окон позволили создать современный дизайн низкоэнергетического дома, но все равно необходимо уделять много внимания поддержанию температуры в комнатах даже в зимнее время. Желательно с наружи здания установить соответствующие карнизы. Очень легко и эффективно добиться циркуляции воздуха между южной частью здания и северной частью подвала.

В дополнение к вышесказанному, оценка и публикация результатов измерений, проведенных в низкоэнергетических зданиях, оборудованных тепловыми насосами, является всего лишь одним из методов сокращения эмиссии $CO_2$.

**References**

[1] Japan Meteorological Agency: Mean air temperature (1971-2000), http:// www.data.jma.go.jp/obd/stats/ data/en/normal/normal.html, 2008

[2] Agency for Natural Resources and Energy, Japan: Energy in Japan 2006, http://www.enecho.meti.go.jp/topics/ energy-in-japan/energy2006E. pdf, 2006

[3] The Energy Conservation Center, Japan (ECCJ): Japan Energy Conservation Handbook 2007, http://www.eccj.or.jp/ databook/2007e/index.html, 2007

[4] Y, Hamada, M. Nakamura, K. Ochifuji, K. Nagano and S. Yokoyama: Field performance of a Japanese low energy home relying on renewable energy, Building and Energy. 33, pp.805-814, 2001

[5] Sayaka Takeda-Kindaichi Katsunori Nagano, Takao Katsura, Shogo Hori, Kazuo Shibata, System performance of HVAC in a low energy house in the cold region of Japan, Proceedings of 9th IEA Heat Pump Conference, 7-8, 2008

**Мир энергосбережения**

Портал информационных проектов по энергосбережению энергосервисной компании «Экологические Системы»
**www.esco.co.ua**

÷ # # # # $ ' -
# # # $ # -
# '

ê ë ë ( $ "( $
è ë ÷ # èé÷ú
ì ë ô
ð ùö øèõ ø $ % ' $
öööö ©öòé ú ª # èé÷ú -
õ ' ú
ZZZ WHSORVLEPDVK UX $
ø ê ù $' &! #
öèö ©û # &! % $ # # èéýô -
ª û # # èéúõ ê
# ï
ê ùùùø ! ø - èé÷ú ' # -
# # $ - ! ì
# èéýô ! ' $ $ # ú ' '& '
ù # $ - ‡ # ' % ' % $
$ # # èéýè èéýè - $ % ' -
$ ! $& $ -
ê
é# # # - ‡ # # # -
# èéýè ýú ± ' # # # # #
# èéýè úõ ' # # &! ' $ # ' -
' $ # % # -
$ # # # &
ê # -
' ' #
‡ ' ' &! '
# èéýè - % # # -
$ ÷ ! #
èéýè $ # # -
$& $ ' ! -
ê ' $& # % - ‡ #
# èéýè ýú èéýè úõ ï
' '
‡ -
ê # # # # ! -
# # èé÷ú $ &
' ' ' - #
& ' $ # - ‡ -
# # '&! # #
$ ' - # #
# - ' -
' - # &! '
' ± ' ‡ # èéýô &!
÷ % '! ' &- ' # ƒù
! ' $ # '
! # ' $- &
' '! # èé÷ú # ø
' ' # $ # # ‡ # -
# # ÷ % & - # $ # # #
# & # - # ú -
# # èé÷ú & # -
# #
ò öööö ©öòé ú ª - ê $ # # #
# ù - # # % % -
' ø è é ÷ ú ú &
ù ÷ ! ' ' ø
# ! # -
# ó
$ # # -

С вводом в эксплуатацию АБХМ суммарная холодильная мощность станции составила 4,5 МВт.

Техническая характеристика холодильной станции приведена в таблице 1.

Таблица 1.
Техническая характеристика холодильной станции производства ДФП на ОАО «УНПЗ»

| **Наименование параметра** | **Номинальное** |
|---|---|
| значение | |
| 1. Холодопроизводительность | 4500 кВт |
| 2.Охлаждаемая вода: | |
| - расход | 775 м$^3$/ч |
| - температура, вход/выход | 15/10°С |
| 3. Охлаждающая вода: | |
| - расход | 1000 м3/ч |
| - температура, вход/выход | 28/36 °С |
| 4. Греющий пар: | |
| - расход | 7200 кг/ч |
| - давление | 0,7 Мпа (изб) |
| - температура | 170…180°С |
| 5. Потребляемая электрическая мощность (только холодильные машины) | 21 кВт |

Работа станции позволяет обеспечивать полную потребность в воде для охлаждения технологического оборудования и отказаться от дорогостоящего холода, вырабатываемого на аммиачной компрессорной холодильной станции.

Холодильные машины в режиме круглогодичной эксплуатации работают свыше 5 лет практически безотказно.

Фактическая себестоимость выработки холода для производства ДФП с помощью АБХМ в 2,5 раза ниже по сравнению с производством холода на центральной заводской аммиачной холодильной станции.

**Система искусственного охлаждения с использованием АБХМ, ректификационных ко-**

ре водорода.

Уже с момента возникновения производства электролитического хрома - сорок лет назад-спрос на него постоянно рос для нужд оборонного, авиационно-космического и энергетического оборудования.

Основным фактором, определяющим технико-экономические характеристики производства и качество электролитического хрома, является поддержание рабочей температуры электролита на оптимальном уровне ниже 25°С.

Для этого с вводом в эксплуатацию производства хрома была также введена в работу аммиачно-компрессорная холодильная станция (АКХС). Но уже в 80-е годы XX века, в связи с развитием производства электролитического хрома, существующая АКХС не обеспечивала поддержание оптимальной температуры электролита и это ухудшало экономические показатели.

Ктомужеоборудованиеаммиачно-компрессорной холодильной станции физически устарело, что обуславливало все более частое проведение текущих и капитальных ремонтов и соответственно увеличивало эксплуатационные расходы. К 2000 году стало ясно, что АКХС в летний период не справляется с обеспечением холода для производства электролитического хрома, физически и морально устарела, представляет экологическую угрозу для персонала ОАО «Тулачермет».

К этому времени в летний период производство хрома снижалось на 30-50%, ухудшалось его качество. Имелись постоянные проблемы с утечками аммиака при его заправке и удалении из АКХС.

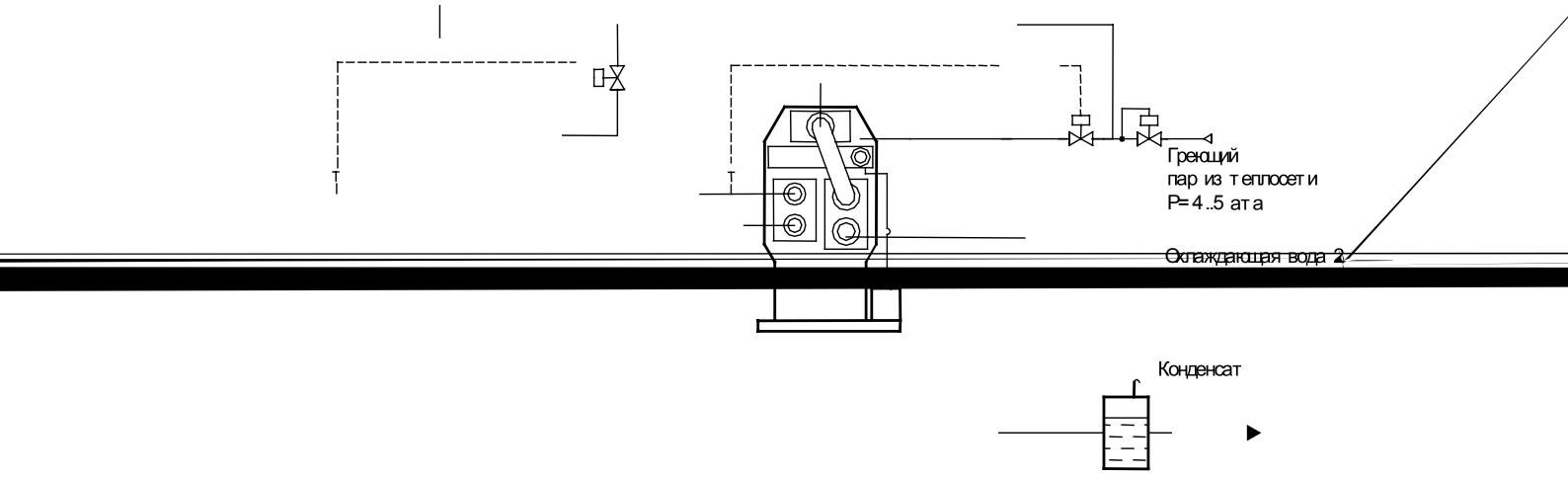
Поэтому в 2003 г. руководство ОАО «Тулачермет» приняло решение о замене неэффективной и экологически опасной АКХС.

Среди различных типов холодильных установок единичной мощностью до 4 МВт, выпускающихся в настоящее время для получения и поддержания холода выше +5°С, выбор был сделан в пользу абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ), как более экономичных, экологически чистых и надежных в эксплуатации.

В результате проведенного поиска поставщиков оборудования среди российских и зарубежных фирм было выбрано отечественное оборудование, разработчиком которого является ООО «ОКБ Теплосибмаш» г. Новосибирск.

Рабочий проект комплекса холодильной установки был выполнен ЗАО «ХОЛОД-ПЛЮС» г. Новосибирск. Изготовление холодильных машин было осуществлено ООО «КЕМЕРОВОХИММАШ» г. Кемерово под авторским надзором ООО «ОКБ «ТЕПЛОСИБМАШ».

На рисунке 2 приведена принципиальная схема холодильной станции для охлаждения электролита в производстве хрома. Фотография холодильной станции приведена на рисунке 3.



Холодильная станция включает в себя:

- две холодильные машины АБХМ-1500П холодильной мощностью по 1750 кВт.
- контур охлаждаемой воды, с насосной группой (охлаждаемая вода забирает тепло от электролита в теплообменниках, работающих в противоточной системе);
- контур охлаждающей воды, состоящий из группы вентиляторных градирен ГРД-350, бака охлаждающей воды, имеющего обогреватель для работы в зимний период, и насосной группы.

Греющий пар подаётся на холодильную станцию от тепловой сети предприятия с давлением 4..5 ата. После регулятора давления греющий пар поступает на машины с давлением 1,7 ата (температура 115…120°С).

На холодильной станции предусмотрено измерение и регистрация технологических параметров, включая учет массовых и тепловых потоков (охлаждаемой и охлаждающей воды, греющего пара). Значения параметров выведены на дисплей. Холодильная станция может работать как в ручном, так и в автоматическом режиме.

28 апреля 2004г. холодильная станция общей холодильной мощностью 3,5 МВт была введена в эксплуатацию /6/.

Техническая характеристика холодильной станции приведена в таблице 2.

Таблица 2.
Техническая характеристика бромистолитиевой холодильной станции общей мощностью 3,5 МВт для охлаждения электролита в производстве хрома

| Наименование параметра | Номинальное |
|---|---|
| значение | |
| 1. Холодопроизводительность | 3500 кВт |
| 2.Охлаждаемая вода: | |
| - расход | 600 м³/ч |
| - температура, вход/выход | 12/7°С |
| 3. Охлаждающая вода: | |
| - расход | 910 м³/ч |
| - температура, вход/выход | 28/36°С |
| 4. Греющий пар: | |
| - расход | 8150 кг/ч |
| - давление | 0,07 Мпа (изб) |
| - температура | 115…120°С |
| 5. Потребляемая электрическая мощность (только холодильные машины) | 14,2 кВт |

Пуск в эксплуатацию АБХМ позволил увеличить производство электролитического хрома и улучшить его качество в летний период.

В 2006 г. производство электролитического хрома вместе с холодильной установкой были перенесены и введены в эксплуатацию на ОАО «ПОЛЕМА».

Опыт эксплуатации холодильных машин АБХМ-1500П показал их надежность и устойчивость при работе на разных режимах, простоту технического обслуживания.

**Система теплоснабжения мощностью 4,7 МВт тепличного комплекса ООО «Сельхозпроминвест» площадью 4 Га, станица Ярославская, Мостовской район, Краснодарский край.**

В 2005 г. в Краснодарском крае, около станицы Ярославская, был построен тепличный комплекс, площадью 4 Га, для выращивания роз по голландской технологии. Выбор места для тепличного комплекса определялся из-за наличия вблизи комплекса источника тепловой энергии – подземной геотермальной воды с температурой 90°С.

Агротехнология выращивания роз требует поддержание строго определённого температурного режима в теплице.

Для решения вопроса теплоснабжения, в 2005 г. на комплексе была введена в эксплуатацию теплонасосная установка в составе двух тепловых насосов АБТН-600Т на газовом топливе и головного водоподогревателя. Данное оборудование разработано ООО «ОКБ Теплосибмаш» и изготовлено на ООО «Кемеровохиммаш».

На рисунке 4 приведена принципиальная схема теплоснабжения тепличного комплекса.

Оборотная вода (нагреваемая вода) из теплицы поступает двумя параллельными потоками в тепловые насосы (ТН №1 и ТН №2) и в головной водоподреватель.

Тепловая энергия геотермальной воды передается последовательно в головном подогревателе а затем в тепловых насосах.

Применение тепловых насосов позволяет обеспечить глубокую утилизацию теплоты геотермальной воды. При этом исключается тепловое загрязнение окружающей среды сбрасываемой геотермальной водой (температура сбрасываемой геотермальной воды 20°С).

Данная система обеспечивает потребности комплекса в тепле даже в самое холодное время года.

Техническая характеристика теплонасосной установки приведена в таблице 3.

В настоящее время рассматриваются различные проекты создания холодильных установок и систем тепло-хладоснабжения на базе АБХМ и АБТН на машиностроительных, металлургических, химических предприятиях России и ближнего зарубежья, в когенерационных энергетических установках, в торговых центрах и др. В частности, разработана проектно-сметная документация для внедрения 2-х АБТН-2000Т с газовой топкой на ОАО «Чебоксарский агрегатный завод», г. Чебоксары /5/ для охлаждения воды оборотной системы и одновременного нагрева воды горячего водоснабжения всего предприятия.

Литература

1. Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С., Волкова О.В.
Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения. // Холодильная техника. 2001. №4.

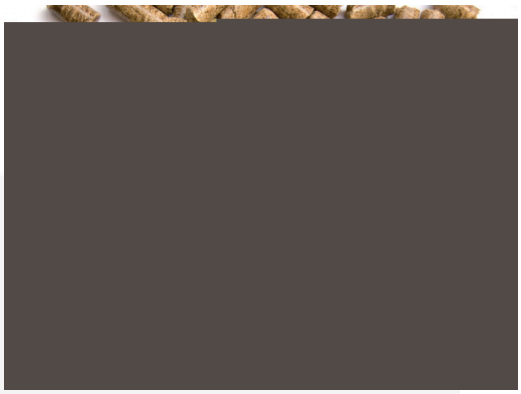
2. Попов А.В. ООО «ОКБ Теплосибмаш», г. Новосибирск.
Российские абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы нового поколения // Холодильная техника. 2006. №6.

3. Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Попов А.В. Монография «Абсорбционные преобразователи теплоты». СПб.: СПбГУНиПТ, 2005 г. 338 с.

4. Попов А.В., Попов А. Влад., Корольков А.Г. Абсорбционные бромистолитиевые водоохлаждающие и нагревательные трансформаторы теплоты. // Проблемы энергосбережения. 2003. №1.

5. Горшков В.Г., Осипович С.В. Использование абсорбционных тепловых насосов для горячего водоснабжения ОАО «Чебоксарский агрегатный завод», г. Чебоксары // Энергоэффективность: Опыт. Проблемы. Решения. Г. Н.Новгород, 2003, №3.

6. Новосёлов А.М., Попов А.В. Холодильная установка нового поколения для оптимизации температурного режима электролиза. // Металлург, 2005, №6.



Энергосервисная компания
«Экологические Системы»

www.ecosys.com.ua

# Тепловые насосы нового поколения на диоксиде углерода (R744)

***С. Пустовалов***

В мире уделяется пристальное внимание примене¬нию диоксида углерода ($CO_2$, R744) в качестве рабочего вещества холодильных машин (ХМ) и тепловых насосов (ТН).

R744 не горюч, не ядовит, не разрушает озоновый слой, имеет самый низкий среди применяемых рабочих веществ потенциал глобального потепления (табл. 1). Кроме того, он доступен в любых количествах и дешев.

Рисунок 1.
ТНСО2-20 в производственно-испытательном комплексе ОАО «НПО Гелиймаш»

Тепловые насосы на диоксиде углерода ($ТНСО_2$) — машины нового поколения. Процессы этих машин и, в особенности, процессы теплоотдачи при кипении жидкого R744 и охлаждения газообразного R744 в околокритической области в период выполнения работ были недостаточно изучены. В 2002-2006гг. выполнен комплекс научно-исследовательских, опытно-конструкторских и проектных работ в области $ТНСО_2$ в рамках Федеральной целевой научно-технической программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям науки и техники на 2002-2006 гг.» (Роснаука):

- определены условия эффективного применения $ТНСО_2$;
- проведено расчетно-теоретическое исследование термодинамических циклов $ТНСО_2$, разработаны математические модели и компьютерные программы для расчета, анализа и оптимизации состава схем, параметров и циклов;
- на кафедре «Холодильная и криогенная техника» МГУИЭ создан теплотехнический стенд для экспериментального исследования процессов $ТНСО_2$;
- проведено расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование процессов теплообмена в газоохладителях (ГО), испарителях (И), регенеративных теплообменниках (РТ), разработаны математические модели и компьютерные программы для расчета и численного исследования характеристик этих аппаратов;
- выбраны конструктивные решения и определены оптимальные рабочие параметры базового оборудования $ТНСО_2$: компрессоры, детандеры, ГО, И, РТ;
- в ОАО «НПО Гелиймаш» построен и испытан на специ-ально созданном стенде пилотный образец $ТНСО_2$ с тепловой мощностью 20 кВт;
- все основные технические решения защищены патентом (№ 2209381 от 20 мая 2002 г.).

В настоящее время разрабатываются опытный образец $ТНСО_2$ для работы в составе ТЭЦ МЭИ; конструкторская документация на $ТНСО_2$ тепловой мощностью около 20 МВт: компрессорный агрегат (ЗАО «НИИ Турбо компрессор им. В.Б. Шнеппа») и аппаратный агрегат (ОАО «Машиностроительный завод «ЗИО-Подольск»»); готовится проектная документация на теплонасосную установку общей тепловой мощностью до 35 МВт для объекта первой привязки.

**Теплотехнический стенд**

В результате проведенного расчетно-теоретического анализа выбраны надежные зависимости, учитывающие особенности свойств диоксида углерода в околокритической области для процесса охлаждения газообразного R744, а также для процесса кипения и испарения R744, которые были положены в основу математических моделей.

Для реализации данных моделей с помощью современных вычислительных средств были разработаны алгоритмы проектного и поверочного расчета и созданы компьютерные программы в среде MathCAD. Разработанные компьютерные программы позволили рассчитать ожидаемые параметры основных элементов $ТНСО_2$ и теплового насоса в целом, которые были использованы при создании теплотехнического стенда и разработке программ и методик проведения исследований.

На созданном теплотехническом стенде был выполнен полный комплекс исследований процессов $ТНСО_2$. Его принципиальная схема соответствует реальной схеме $ТНСО_2$, а тепловая мощность составляет 2-6 кВт в зависимости от режима работы. Использование для компремирования рабочего вещества (R744) мембранного компрессора 1,6МК8/200, позволяет проводить исследование процессов $ТНСО_2$ без учета влияния масла в потоке рабочего вещества.

При проведении экспериментального исследования теплообменных поверхностей применялась соосная конструкция («труба в трубе»), в которой осуществлялся противоточный теплообмен между теплоносителем (вода) и диоксидом углерода.

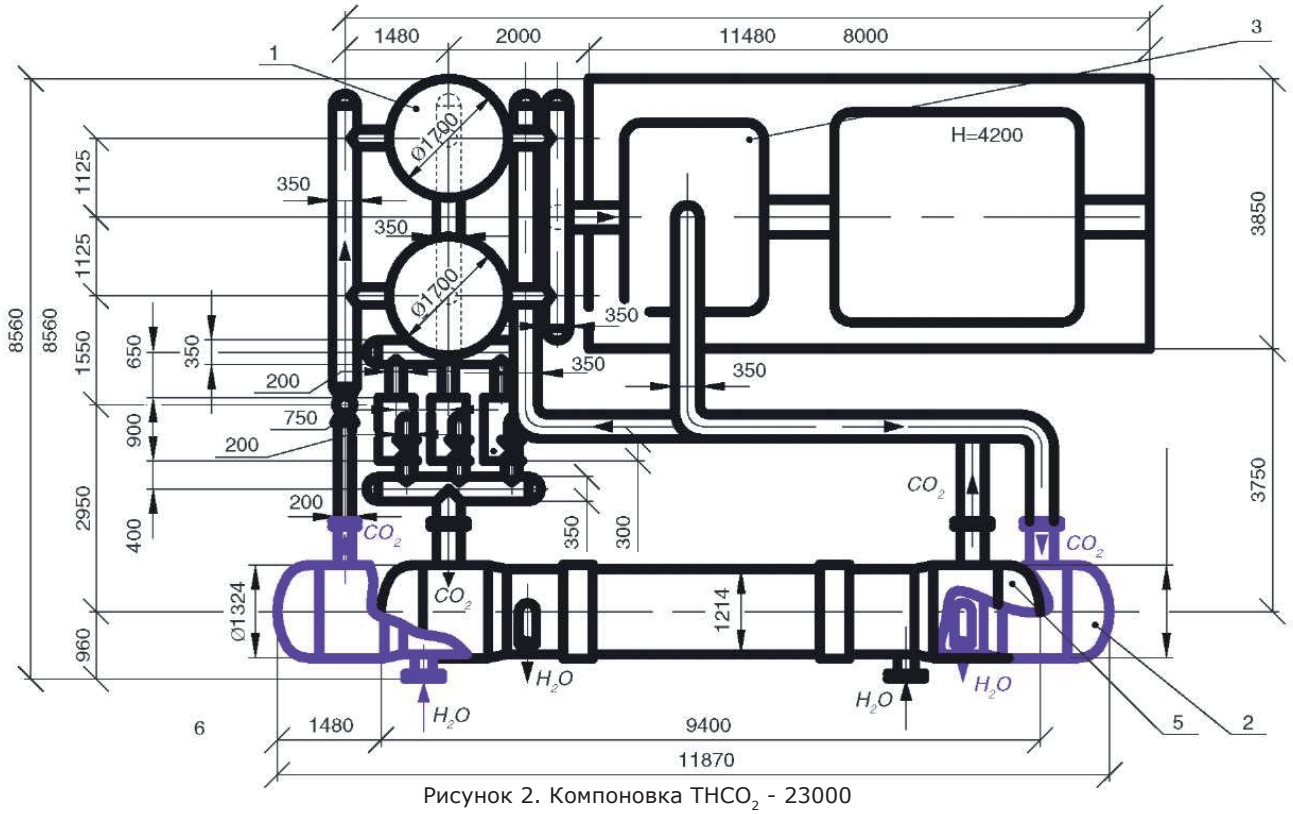



Рисунок 2. Компоновка $ТНСО_2$ - 23000

В результате проведенного физического эксперимента были получены экспериментальные данные, которые позволили отладить компьютерные программы, в частности, внести необходимые коррективы в расчет коэффициента теплоотдачи со стороны рабочего вещества.

Поскольку в конструкциях основных теплообменных аппаратов $ТНСО_2$ (ГО и И) как малой, так и большой тепловой мощности, R744 всегда течет в трубах — это позволило при разработке компьютерных программ расчета реальных аппаратов $ТНСО_2$ воспользоваться базовой программой, разработанной для экспериментальных аппаратов соосной конструкции.

В результате проведенных работ был создан надежный инструмент для проведения численного исследования по поиску оптимальных параметров газоохладителей, испарителей и регенеративных теплообменных аппаратов $ТНСО_2$.

Созданный вычислительный комплекс использовался при проектировании высокоэффективных теплообменных аппаратов реальных $ТНСО_2$ с учетом разработанных методик нахождения оптимальных параметров теплопередающей поверхности аппаратов и аппаратов в целом (теплогидравлическая и технико-экономическая оптимизация).

**Пилотный образец $ТНСО_2$-20**

С опорой на результаты выполненных работ, а также с целью проверки основных технических решений и конструкций элементов был разработан первый в нашей стране $ТНСО_2$-20 с тепловой мощностью до 20 кВт. Этот пилотный образец теплового насоса изготовлен и испытан на производственной базе ОАО «НПО Гелиймаш» (рис. 1).

$ТНСО_2$-20, спроектированный применительно к условиям отопления и горячего водоснабжения (ГВС) жилого дома площадью до 300 м$^2$, был отмечен на Всероссийском конкурсе «На лучшую научно-техническую разработку в области развития перспективных технологий для реального сектора экономики» в рамках выставки «Перспективные технологии XXI века».

$ТНСО_2$-20, спроектированный применительно к условиям отопления и горячего водоснабжения (ГВС) жилого дома площадью до 300 м$^2$, был отмечен на Всероссийском конкурсе «На лучшую научно-техническую разработку в области развития перспективных технологий для реального сектора экономики» в рамках выставки «Перспективные технологии XXI века».

**Работы по реальному внедрению $ТНСО_2$**

Для перехода от масштаба малых $ТНСО_2$ к масштабу крупных $ТНСО_2$ создается опытный образец $ТНСО_2$-8 для работы в составе ТЭЦ МЭИ.

Схема включения опытного образца теплового насоса в оборотную систему охлаждения технической воды ТЭЦ МЭИ полностью соответствует реальным условиям работы теплового насоса в составе ТЭЦ. В этом случае испытания опытного образца теплового насоса позволят определить его реальные характеристики и получить первичный опыт его эксплуатации в реальных условиях.

Благодаря реализуемому газожидкостному термодинамическому циклу на диоксиде углерода тепловой насос $ТНСО_2$ потребляет в 1,8 раза меньше первичной энергии (органического топлива), чем при прямом сжигании топлива. В составе ТЭЦ тепловой насос может нагревать воду для подпитки

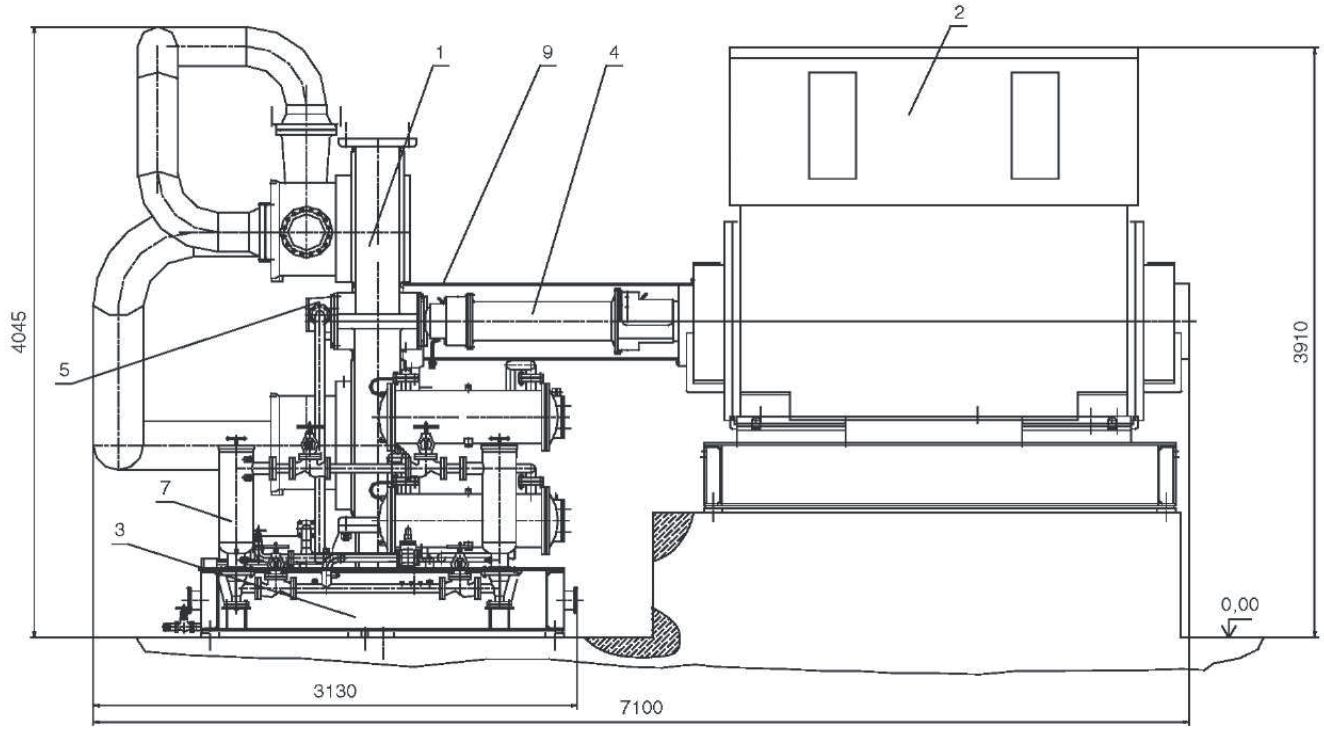



Рисунок 3. Турбокомпрессорный агрегат ТНСО$_2$-23000

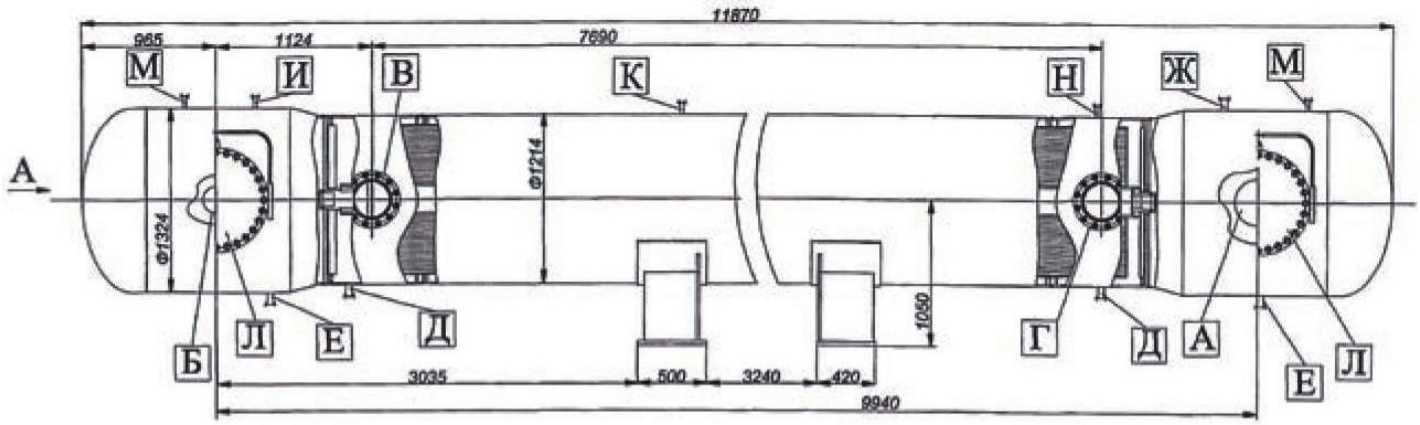



Рисунок 4. Газоохладитель ТНСО$_2$-23000

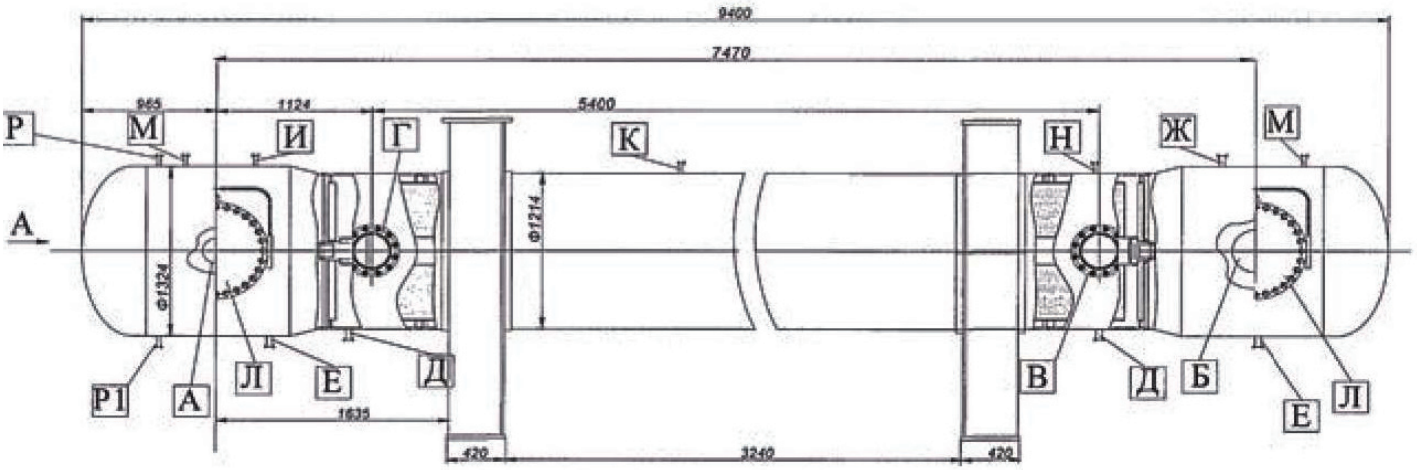



Рисунок 5. Испаритель ТНСО$_2$-23000

системы теплофикации, саму теплофикационную воду, воду горячего водоснабжения.

Анализ существующей потребности в тепловых насосах большой мощности показал, что первоочередная задача — создание теплового насоса с тепловой мощностью около 23 МВт. Такая тепловая мощность (на уровне 20 МВт) также в большей степени отвечает возможности существующей машиностроительной базы по освоению производства нового оборудования ТН на R744.

В настоящее время разработана конструкторская документация на тепловой насос мощностью до 23 МВт ($THCO_2$-23000). Основными элементами разработанного $THCO_2$-23000 являются: турбокомпрессорный агрегат; (рис. 3) аппаратный агрегат (рис. 2, 4, 5, 6); система автоматизации и управления; вспомогательное оборудование; арматура; трубопроводы.

На современном этапе выполнения работ разрабатывается проектная документация на технологическую часть проекта теплонасосной установки мощностью до 35 МВт, состоящую из двух $THCO_2$-23000 и предназначенную для теплоснабжения промышленных объектов и жилищного комплекса. Проектируемая установка использует в качестве источника низкопотенциального тепла (ИНТ) тепловую энергию промышленных выбросов. В проекте также решаются задачи по замещению природного топлива, сжигаемого в целях теплоснабжения, и сокращению выбросов двуокиси углерода, в соответствии с требованиями Киотского протокола.

В процессе работ, проводившихся в рамках Федеральной целевой научно-технической программы в 2002-2006 гг., создана экспериментальная база для исследований в области низкотемпературной энергетики, подготовлены кадры и накоплен значительный научно- технический потенциал. Это создает возможность для дальнейшего развития работ в области низкотемпературной энергетики, реализации новых актуальных конкурентно- и патентоспособных идей.

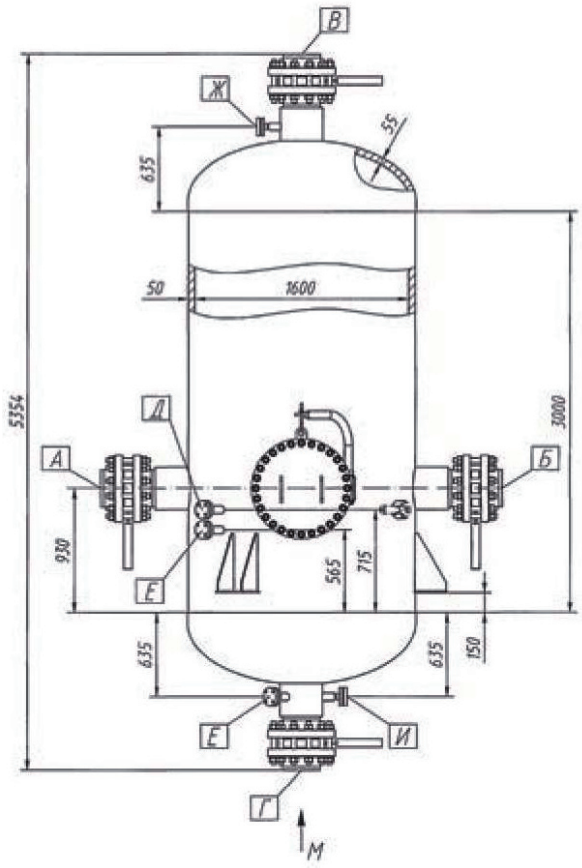



Рисунок 6. Отделитель жидкости $THCO_2$-23000

**Об авторах**

И.М. Калнинь[1] — научный руководитель работы, профессор, доктор технических наук.

А.И. Савицкий[2] — генеральный директор, кандидат техни-ческих наук.

А.М. Масс[2] — заместитель генерального директора, доктор экономических наук.

Н.А. Александров[1] — доцент, кандидат технических наук. доцент, кандидат технических наук.

Станислав Борисович Пустовалов[2] — главный специалист, кандидат технических наук.

1 Московский государственный университет инженерной экологии (МГУИЭ)
2 Производственный кооператив «Научно-производственная фирма «ЭКИП» (НПФ ЭКИП)

# Использование тепловых насосов в сушильных технологиях

***Уланов Н.М., к.т.н.***
***Директор ОКТБ ИТТФ НАН Украины***

Сушка различных продуктов и материалов является энергоемким процессом, потребляющим более 6% производимой в стране энергии. К примеру, подсчитано, что на предприятиях Великобритании годовое количество воды, испаряемое в промышленных процессах, составляет 20-30 млн. т, при этом не включена вода, удаляемая в химической, фармацевтической и пищевой промышленностях. Для испарения 30 млн. т воды требуется энергия в 74•106 ГДж, а с учетом КПД процессов сушки полное потребление энергии на эти процессы составляет 148•106 ГДж, что эквивалентно 4,4 млрд. м$^3$ природного газа [1].

Применение теплового насоса в сушильных установках уменьшает затраты энергии на процесс сушки за счет утилизации теплоты парообразования сбросного влажного воздуха и увеличения движущей силы процесса сушки вследствие уменьшения влагосодержания осушающего воздуха.

Наиболее рациональная область использования тепловых насосов в сушильных установках, которые в зависимости от вида осушаемой продукции, ее механической прочности, времени сушки могут быть барабанного, камерного, ленточного, туннельного или других типов, а также с одно или двухконтурной рециркуляцией сушильного агента.

Теплонасосные сушильные установки, благодаря своей надежности, простоте конструкции и эксплуатации, многофункциональности, экологической чистоте, низким энергозатратам и возможности автоматического поддержания заданных режимов по температуре и относительной влажности сушильного агента, находят широкое применение в реализации процессов обезвоживания в пищевой и фармацевтической промышленности, в промышленности строительных и других материалов, в быту и коммунальном хозяйстве, в системах кондиционирования различных объектов и др.

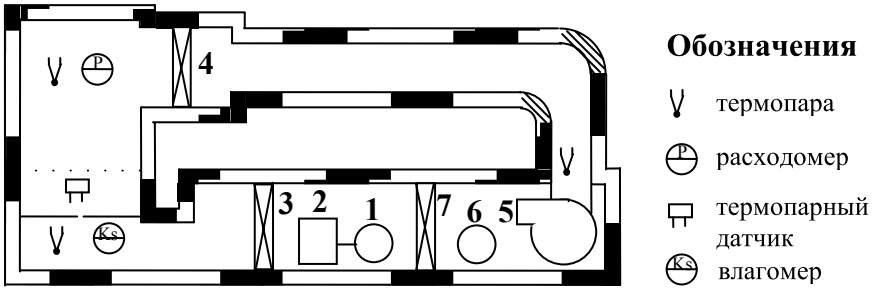
Такие установки, как правило, работают следующим образом. Испаритель теплового насоса поглощает теплоту потока влажного воздуха, конденсирует влагу, отобранную из осушаемого продукта, и осушает воздух, подаваемый в сушилку, предварительно нагреваемый в конденсаторе теплового насоса, а сконденсированная в испарителе вода периодически сбрасывается в канализацию или накопительную емкость.

Одним из первых применений теплового насоса для обезвоживания была работа фирмы по осушке подземных выработок в Германии в 1943 г., где теплота конденсации водяного пара из воздуха использовалась для подогрева подаваемого свежего воздуха. В 1950 году в США была разработана зерновая сушилка, в которой применение теплового насоса позволило управлять относительной влажностью и температурой воздуха [1]. Схема теплонасосной сушилки зерна, испытанной в США в 1950 году приведена на рисунке 1.

Минимум энергозатрат достигался при расходе воздуха 800-1000 м$^3$/ч и составлял 0,28 кВт•ч на кг испаренной влаги при температуре 54°С, при влажности зерна 12%.

На основе кривых сушки и изотерм десорбции растительных материалов возможно разработать технологию теплонасосной конвективной сушки, обеспечивающей оптимальный с точки зрения энергозатрат режим работы на всех стадиях процесса сушки.

В конденсационных теплонасосных сушилках величина текущих энергозатрат в значительной степени зависит от влагосодержания сушильного агента и температурного режима его обезвоживания. С повышением влагосодержания энергозатраты на удаление влаги уменьшаются, причем для каждого заданного тепловлажностного состояния воздуха существует оптимальный режим осушения, при котором удельные энергозатраты минимальные.




1 – электродвигатель; 2 – компрессор; 3 – конденсатор; 4 – испаритель;
5 – вентилятор; 6 – двигатель вентилятора; 7 – водяной теплообменник

Рисунок 1. Схема теплонасосной сушилки зерна

Вместе с тем зависимость интенсивности десорбции влаги из материала от влагосодержания сушильного агента носит обратный характер и с повышением влагосодержания сушки замедляется.

В связи с этим представляет интерес определить влияние параметров сушильного агента на кинетику процесса и величину энергозатрат теплового насоса на всех стадиях сушки.

В период постоянной скорости сушки при высокой влажности материала испарение с его поверхности аналогично испарению жидкости со свободной поверхности. При испарении жидкости со свободной поверхности количество пара, диффундирующего в среду, по А.В. Лыкову определяется выражением [5]:

$$I = \frac{\mu D_0}{RT} \cdot \frac{1}{p_{â}} \cdot \frac{\Delta p}{x}$$

Температура материала в этот период определяется параметрами сушильного агента и равняется температуре мокрого термометра. При этом разница парциальных давлений паров воды над материалом и в среде составляет:

$$\Delta p = p_a - p_i$$

Коэффициент диффузии D0 в свою очередь зависит от температуры материала. Для определения его величины предложено несколько эмпирических формул. Одна из них:

$$D_0 = 0{,}0754 \cdot \left(\frac{T}{273}\right)^{1{,}82}$$

В относительных единицах характер изменения интенсивности сушки на первой стадии в зависимости от температуры и влажности теплоносителя демонстрирует рисунок 2. Из графика видно, что снижение температуры и увеличение влагосодержания теплоносителя вызывает резкое снижение интенсивности испарения влаги из материала.

С другой стороны, тепловой насос при работе в данном температурно-влажностном диапазоне имеет более высокую производительность и лучшие удельные показатели. Чем ниже температура и больше влагосодержание осушаемого воздуха, тем меньше величина удельных энергозатрат на удаление (конденсацию) влаги. Процесс осушения (см. I-d диаграмму на рисунке 4) состоит из двух последовательных стадий: охлаждения воздуха до точки росы (точка c′) и дальнейшего его переохлаждения по линии φ =100% с уменьшением влагосодержания (точка d).

Для каждого тепловлажностного состояния воздуха существует оптимальная температура охлаждения, при котором энергозатраты на осушение минимальные. Величина увеличения количества теплоты на килограмм отданной или принятой воздухом влаги характеризуется углом наклона луча процесса (луч c-d на рисунке 4):

$$\varepsilon = \frac{I_c - I_d}{d_c - d_d}$$

Величина ε имеет наименьшее значение при минимальном угле наклона луча процесса. При заданном начальном тепловлажностном состоянии осушаемого воздуха данному условию удовлетворяет луч процесса, проходящий через эту точку по касательной к линии φ =100% . Соответственно, точка касания определяет оптимальную температуру охлаждения. При меньшей или большей глубине охлаждения воздуха энергозатраты на осушение увеличиваются.

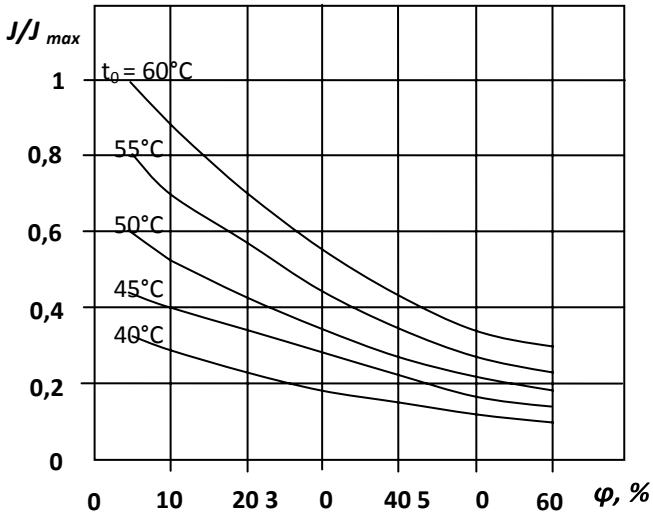



Рисунок 2. Влияние параметров теплоносителя на интенсивность сушки

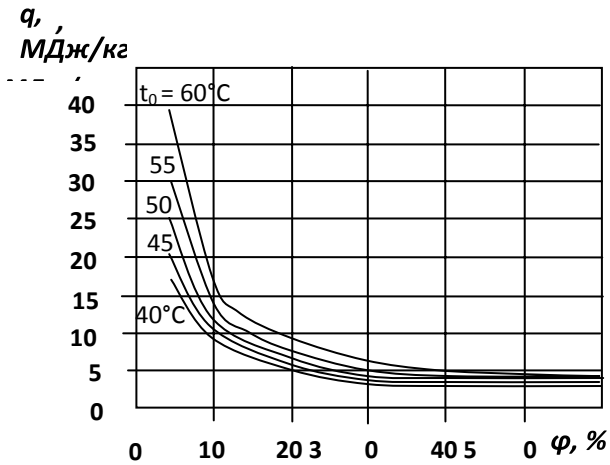
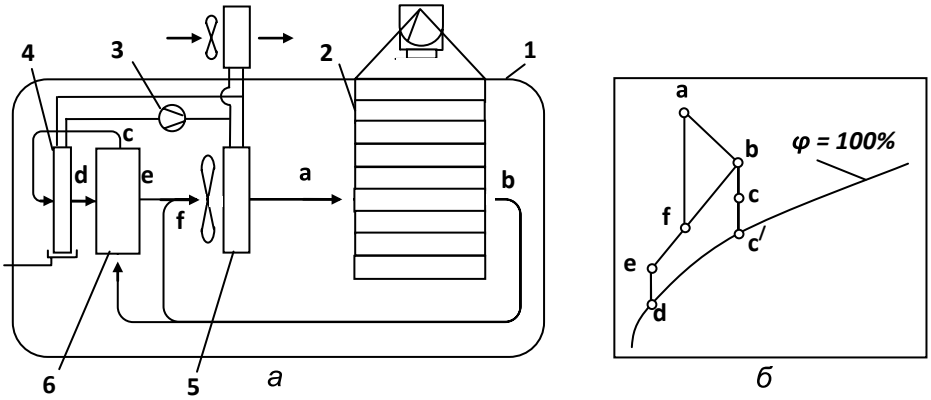


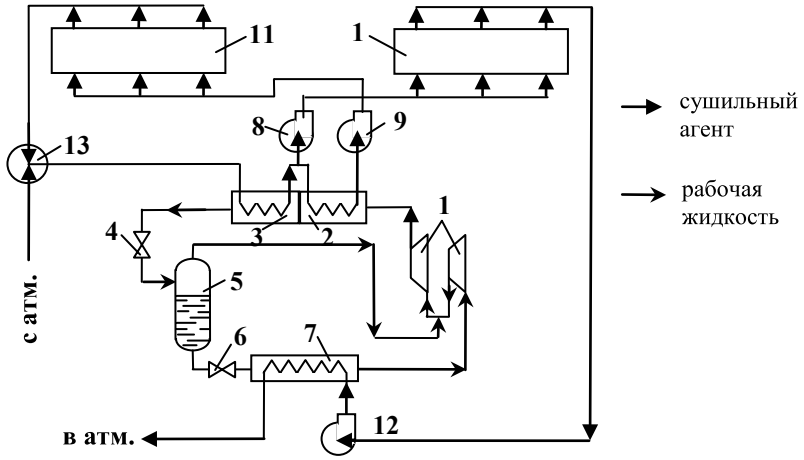

Рисунок 3. Зависимость теплозатрат на конденсацию влаги от параметров осушаемого воздуха

На рисунке 3 в диапазоне рабочих температур теплонасосной сушилки приведены расчетные величины минимальных энергозатрат на конденсацию влаги из воздуха. Графики показывают, что при большом влагосодержании осушаемого воздуха энергозатраты на конденсацию мало зависят от его температуры и составляют менее 5 МДж/кг. В области малых влагосодержаний необходимое количество теплоты увеличивается в несколько раз,




1 – сушильная камера; 2 – тележка; 3 – холодильный компрессор; 4 – испаритель; 5 – рекуперативный теплообменник; 6 – двухсекционный воздушный конденсатор; *a- b* – насыщение влагой; *b-c* – предварительное охлаждение в рекуператоре; *c-d* – охлаждение в испарителе; *d-e* – нагрев в рекуператоре; *d-e* и *b-f* – смешивание; *f-a* – нагрев в конденсаторе

Рисунок 4. Теплонасосная конвективная сушилка установка (а) и процесс сушки в I-d диаграмме (б)




1 – двухступенчатый компрессор; 2, 3 – двухсекционный конденсатор; 4, 6 – регулирующий вентиль; 5 – промежуточная емкость; 7 – испаритель; 8, 9, 12 – вентилятор; 10, 11 – сушилка; 13 – узел смешивания

Рисунок 5. Схема теплонасосной сушилки с двумя температурными уровнями теплоносителя

потому что большая часть холода расходуется непродуктивно на охлаждение «сухой» массы воздуха. В связи с этим при роботе теплового насоса в данном диапазоне влагосодержания целесообразно осуществлять рекуперацию холода (схема на рисунке 4). Применение рекуперации позволяет снизить энергозатраты в 2-3 раза [2].

Для обезвоживания продуктов, сушка которых в соответствии с технологическим регламентом должна проводиться в нескольких секциях сушилок при разных температурах теплоносителя, разработана схема теплонасосной сушилки с двухсекционным конденсатором (рис. 5).

Теплоноситель более высокого температурного потенциала (для сушилки 11) подогревается последовательно в секциях 2 и 3 конденсатора и следует в сушилку 11, где увлажняется и охлаждается. Отработанный сушильный агент смешивается со свежей порцией воздуха, осушается. Сушильный агент более низкого температурного потенциала вентилятором 8 направляется в сушилку 10, а потом в испаритель 7 для рекуперации теплоты, позволяющей проводить процесс кипения рабочего вещества при более высокой температуре [3, 7].

В большинстве сушильных технологий движения сушильного агента происходит по разомкнутой схеме: наружный воздух нагревается до той или иной температуры и подается в массив осушаемого продукта, нагревая его и забирая испаряющуюся при этом влагу, а затем выбрасывается в окружающую среду. В то же время применение теплового насоса в процессе сушки позволяет осуществлять обезвоживание продуктов, особенно термочувствительных

таких, как плоды и овощи при относительно низких, как для процессов сушки, температурах в 35-50°С, создавая тем самым щадящий режим переработки и максимально сохраняя исходные свойства плодов и овощей в высушенном продукте, а испаряющаяся из продукции вода не уносится с потоком воздуха в окружающую среду, а конденсируется на холодной поверхности испарителя теплового насоса, представляя собой в неизменном виде межклеточную и внутриклеточную жидкости, в которых растворены сахар, кислоты, минеральные соли и другие полезные вещества и которые быстро исчезают при высушивании продукции с применением традиционных сушилок. При этом эта жидкость несет заряд информации того растения, из которого она получена и может быть использована для производства тонизирующих напитков, оказывающих оздоравливающее действие на человеческий организм.

На рисунке 6 представлена технологическая схема, разработанной в ОКТБ ИТТФ НАНУ теплонасосной сушильной установки с одновременной утилизацией испаряемой влаги и тепла, а в таблице 1 представлены некоторые показатели качества утилизируемой воды.

Установка работает следующим образом. Испаритель теплового насоса, поглощая теплоту потока влажного воздуха, конденсирует влагу, отбираемую из осушаемого продукта, и осушает воздух, направляемый в сушилку, который перед этим подогревается в конденсаторе теплового насоса. Сконденсированная в испарителе вода накапливается в сборнике, откуда насосом подается в верхнюю часть абсорбера-минерализатора, диспергируется, проходит регулярную насадку абсорбера, стекает в накопительную емкость, откуда самотеком через рекуперативный теплообменник попадает в емкость минерализатора, где окончательно нормализуется ее состав и поступает потребителю или на разлив [4, 7].

Как известно, осушение воздуха, подаваемого в сушильные камеры, может осуществляться различными методами, каждый из которых имеет свои достоинства и недостатки.

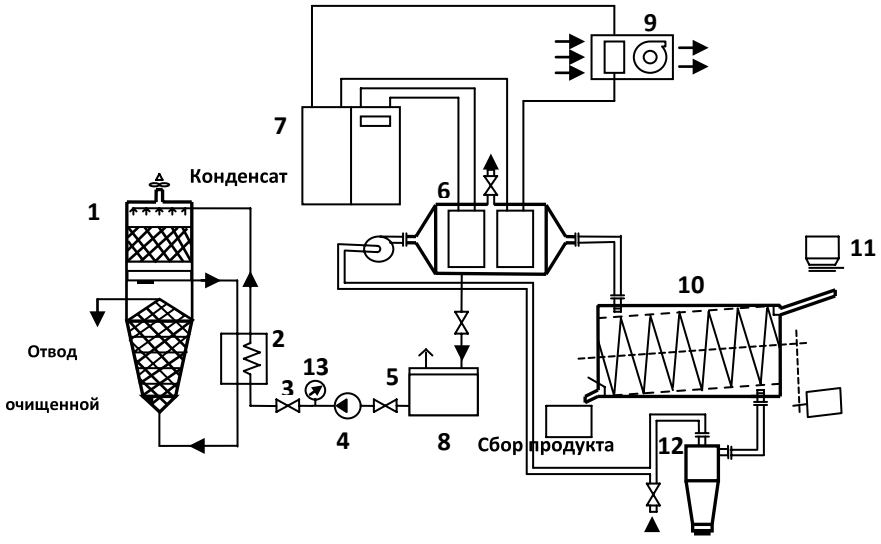
Способ ассимиляции – вентилирование влажных помещений более сухим или более теплым наружным воздухом.

Способ адсорбции – поглощение влаги из воздуха помещения адсорбентами, например, селикагелем.

Способ абсорбции – поглощение влаги из воздуха помещения абсорбентами, например, раствором хлористого лития.

Способ конденсации – использование теплового насоса для осушения воздуха помещения, при котором на холодной поверхности его испарителя происходит конденсация водяных паров из воздуха с последующим догревом осушенного воздуха на горячей поверхности конденсатора теплового насоса [9].

В приведенной ниже таблице 2 показаны основные достоинства и недостатки вышеперечисленных методов осушения воздуха.




1-абсорбер-минерализатор; 2-регенеративный теплообменник; 3-обратный клапан; 4-насос водяной; 5-вентиль запорный; 6-блок тепловлажностной обработки воздуха; 7-насос тепловой; 8-конденсатосборник; 9-утилизатор тепла; 10-барабан сушильный; 11-вибропитатель; 12-циклон; 13-манометр

Рисунок 6. Технологическая схема теплонасосной сушильной установки

Таблица 1
Некоторые показатели качества утилизированной воды, полученной при высушивании моркови и сливы с помощью теплонасосной установки

| № п/п | Наименование показателей | Результаты измерений | | Требования ГОСТ 2874-82, не больше | Нормативная документация на методы исследования воды |
|---|---|---|---|---|---|
| | | морковь | слива | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Органолептические показатели | | | | | |
| 1 | Запах, баллы | 3 | 3 | 2 | ГОСТ 3351 |
| 2 | Цветность, град. | 5 | 3 | 20 | ГОСТ 3351 |
| 3 | Мутность, мг/дм$^3$ | 1,0 | 1,0 | 1,5 | ГОСТ 3351 |
| Обобщенные показатели | | | | | |
| 4 | pH | 5,95 | 6,0 | 6,0-9,0 | |
| 5 | Жесткость, мг-экв./дм$^3$ | 0,4 | 0,3 | 1,5-7,0 | ГОСТ 4151 |
| Неорганические показатели | | | | | |
| 6 | Алюминий, мг/дм$^3$ | 0,02 | 0,01 | 0,5 | ГОСТ18165-89 |
| 7 | Медь, мг/дм$^3$ | 0,63 | 0,72 | 1,0 | РД 52.24.28 |
| 8 | Железо общее, мг/дм$^3$ | 0,008 | 0,009 | 0,3 | ГОСТ 4011 |
| 9 | Цинк, мг/дм$^3$ | 0,007 | 0,007 | 5,0 | |
| 10 | Нитраты, мг/дм$^3$ | <0,5 | <0,5 | 45 | ГОСТ 18826 |
| 11 | Нитриты, мг/дм$^3$ | 0,58 | 0,13 | 3,0 | ГОСТ 4192 |
| 12 | Сульфаты, мг/дм$^3$ | 5,0 | <4 | 500 (250) | ГОСТ 4389 |

Таблица 2
Основные достоинства и недостатки некоторых способов осушения воздуха и области их применения

| Методы осушения | Ассимиляция | Адсорбция | Абсорбция | Конденсация |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Достоинства | Малые капитальные затраты. | Меньше энергопотребление по сравнению с ассимиляцией. Эффективная работа при низких температурах и влажностях среды. | Самое низкое энергопотребление, одностадийное получение требуемой температуры и влажности в помещениях в пределах температуры -20…+50°С и относительной влажности воздуха от 5 до 100%, бактерицидное действие абсорбента | Низкое энергопотребление. Эффективная работа при высоких температурах воздуха (20-40°С) и высокой влажности. |
| Недостатки | Сложно осуществлять стабильное влагоудаление по причине зависимости процесса от температуры и абсолютной влажности наружного воздуха. | Ограниченный срок службы сорбентов, необходимость частой их замены. | Коррозионное воздействие на металлы. | Неэффективная работа при низких температурах и влажности воздуха. |
| Область применения | Бытовые помещения. | Хранилища некоторых видов пищевых продуктов, технологические помещения. | Ледовые площадки, фармацевтические предприятия, помещения с прецизионным кондиционированием воздуха, сушилки некоторых видов продукции. | Бытовые помещения, административные промышленные здания, аквапарки, хранилища и сушилки пищевых продуктов и др. |

Анализируя основные достоинства и недостатки приведенных выше способов осушения воздуха, приходим к выводу о том, что с экономической и технической точки зрения конденсационный метод обезвоживания воздуха более эффективен по сравнению с сорбционными методами при высоких значениях температуры и относительной влажности воздуха; адсорбционный метод позволяет поддерживать в сушильной камере и других помещениях низкую относительную влажность воздуха вплоть до 2% в диапазоне температур от +40°С до -30°С; абсорбционный метод, являясь самым эффективным, обеспечивает одностадийное получение необходимых для процессов сушки значений температуры от -20°С до +50°С и относительной влажности воздуха от 5 до 100% при его бактериальной обработке абсорбентом [10].

Диапазоны оптимальных температурно-влажностных условий использования некоторых типов осушителей воздуха приведены на рисунке7.

В последнее время в ОКТБ ИТТФ НАНУ начаты работы по созданию комбинированных комплексов осушения воздуха, сочетающих в одном целом преимущества адсорбционного и конденсационного методов осушения, а также использование тепловых насосов для рекуперации, как адсорбента, так и абсорбента [6]. Технологические схемы таких комплексов осушения воздуха приведены на рисунках 8, 9.

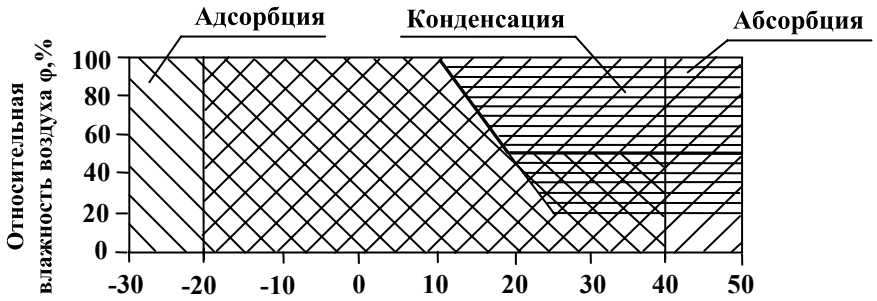
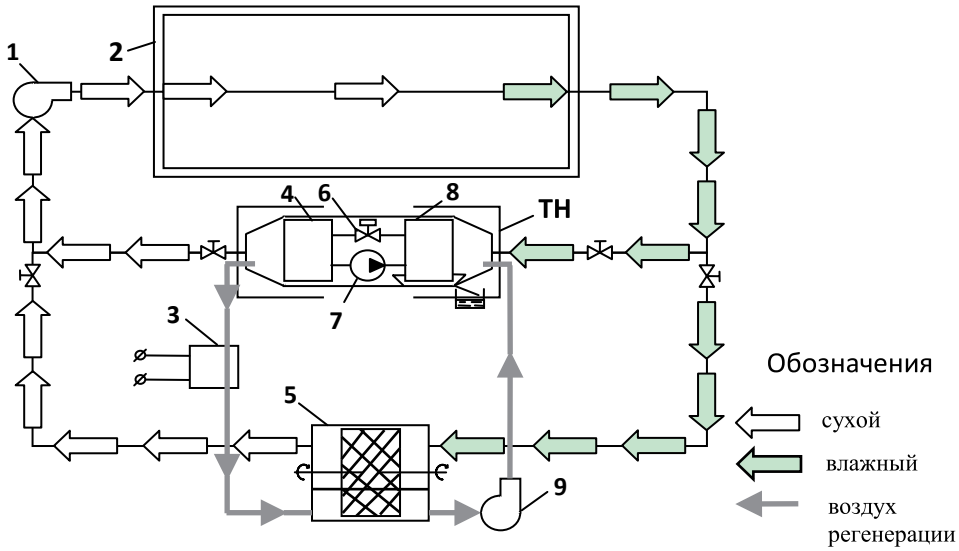
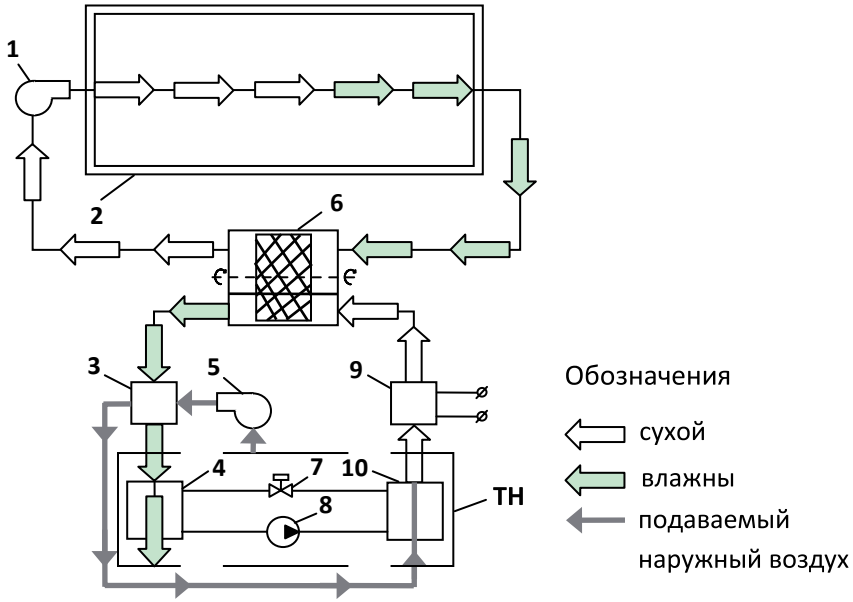



Рисунок 7. Диапазоны оптимальных температурно-влажностных условий использования конденсационных и сорбционных осушителей воздуха




1 – основной вентилятор; 2 – сушильная камера; 3 – догреватель электрический; 4 – конденсатор ТН; 5 – адсорбционный осушитель; 6 – терморегулирующий вентиль; 7 – компрессор ТН; 8 – испаритель ТН; 9 – вентилятор вспомогательный

Рисунок 8. Схема комбинированного комплекса осушения воздуха




1 – основной вентилятор; 2 – сушильная камера; 3 – рекуперативный теплообменник; 4 – испаритель ТН; 5 – вспомогательный вентилятор; 6 – адсорбционный осушитель; 7 – терморегулирующий вентиль; 8 – компрессор ТН; 9 – догреватель электрический; 10 – конденсатор ТН

Рисунок 9. Схема адсорбционного осушения воздуха с теплонасосной системой регенерации адсорбента

Выводы

1. Применение тепловых насосов в сушильных установках различной конфигурации уменьшает затраты энергии на процессы обезвоживания осушаемой продукции при соблюдении строгих экологических требований.

2. В различных фирмах, как в Украине, так и за рубежом ведутся работы по совершенствованию конструкций теплонасосных осушителей и технологий сушки на основе использования этих установок.

3. Теплонасосные сушильные установки определенной конструкции позволяют не только осушать растительное сырье, плоды, овощи, но и утилизировать при этом испаряемую воду, представляющую, как показали исследования ее качества, ценный продукт.

Литература

1. Процессы сушки, выпаривания и кипячения. http://www.teplonasosu.ru

2. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М. и др. Тепловые насосы в системах теплохладоснабжения. Киев. Издательство «Полиграф-Сервис», 2008 г. 104 с.

3. Снежкин Ю.Ф., Чалаев Д.М. и др. Теплонасосная зерносушилка для семенного зерна. Киев. Издательство «Полиграф-Сервис», 2012 г. 154 с.

4. Уланов Н.М., Уланов М.М. Теплонасосная сушильная установка с одновременной утилизацией испаряемой влаги и тепла. Сборник докладов первой международной конференции «Тепловые насосы. Энергосбережение, экология, энергоэффективность», г. Львов, 2007 г. с 91-94.

5. Лыков В.А. Тепло- и массообмен в процессах сушки. М. Государственное энергетическое издательство. 1956 г. 464 с.

6. Авторское свидетельство СССР № 1355842, БИ № 44, 1987 г.

7. Патент Украины № 80300, 2005 г.

8. Двухступенчатый тепловой насос для сушки морских продуктов. http://transtate.googleusersercontent.com

9. http://www.tehnoclimate.com.ua/osuchiteli

10. http://www.lennox.ua/html/sprav/head6.php

# Показатели производительности реверсивного теплового насоса типа «вода/вода»

**Статья взята из IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 26 - No. 3/2008**

*Переведено энергосервисной компанией «Экологические Системы»*

***J. M. Corberan, Professor, Department of Applied Thermodynamics, Universidad Politecnica de Valencia, Camino de Vera, Valencia, Spain***
***C. Radulescu, Postdoctoral Researcher, Trinity College Dublin, Mechanical Engineering Department, Parsons Building, Dublin 2, Ireland***
***J. Gonzalvez Macia, Lecturer, Department of Applied Thermodynamics, Universidad Politecnica de Valencia, Camino de Vera, Valencia, Spain***

Аннотация: В работе представлена детальная характеристика реверсивного водяного теплового насоса, работающего в режиме охлаждения (SHERHPA 2007). Работа выполнялась с целью внедрения теплового насоса в систему кондиционирования воздуха здания для производства холодной и горячей воды (Urchueguia et. al. 2006, GEOCOOL 2005). В результате лабораторных тестовых испытаний были получены характеристики работы теплового насоса в режиме охлаждения и его коэффициент производительности (COP) при переменной нагрузке во внешнем контуре с вторичным теплоносителем. Были смоделированы реальные условия применения теплового насоса, основываясь на: а) изменении температуры воды на входе в испаритель и конденсатор; б) изменении расхода воды в контуре. Экспериментально была исследована производительность потока воды с расходом от 2000 до 4200 кг/час и с температурой от 10,8°C до 13 °C на входе в испаритель. В дальнейшем анализе использовалось моделирующее программное обеспечение IMST – ART, применяемое для расширения диапазона входных параметров до минимального массового расхода воды 1000 кг/час и температуры воды на входе в испаритель от 8°C до 18°C. Результаты исследований всесторонне показывают реакцию системы на различные нагрузки, что в дальнейшем даст возможность улучшить эффективность системы благодаря оптимальному управлению массовым расходом воды в испарителе и в конденсаторе.

Ключевые слова: тепловой насос, массовый расход воды, наиболее благоприятные условия, мощность охлаждения, коэффициент производительности (COP)

## 1 Введение

Теплонасосная технология - эффективное использование возобновляемой энергии из окружающей среды. Тепловой насос применяется для отопления помещений, горячего водоснабжения и комбинированного отопления и охлаждения. В течение последнего десятилетия были проведены исследования в области оптимизации и модернизации системы проектирования тепловых насосов непосредственно для промышленности (Jacobi et. al. 2005, Corberan et. al. 2006, Primal et. al. 2006). Кроме того, тепловые насосы должны быть экономически и энергетически эффективны и отвечать экологическим нормам. Это привело к отказу от обычных хладагентов с целью защиты озонового слоя. В результате Киотского соглашения до 2010 года планируется заменить серию хладагента R22 (Киотский протокол 1997) на «природные хладагенты», такие как $CO_2$, аммиак, углеводород, даже если это повлечет за собой изменения технологии и системы управления (Pearson 2006, Jakobsen et. al. 2006, Huffet. al. 2006).

Исследовательский проект 6-ой Европейской рамочной программы «Анализ тепловых и энергетических характеристик для эффективного применения тепловых насосов - SHERHPA» нацелен на решение этих проблем и немедленное внедрение теплонасосного оборудования в промышленность. Исследования, описанные в этой статье, является частью этого проекта. Их основная цель заключается в предоставлении полной экспериментальной характеристики прототипа теплового насоса на пропане (R290) (рис.1). Исследование нацелено на определение оптимальных параметров работы теплового насоса для увеличения его эффективности и подготовку стратегии управления. Основными комплектующими прототипа являются: а) полугерметичный компрессор Bitzer 4EC–6 (1), б) четырехходовой клапан для переключения режимов обогрева и охлаждения (2), в) электронный расширительный клапан Carel EV 24 (3), и г) SWEP V80, B80 испаритель и конденсатор (4).

Номинальная мощность охлаждения составляет 15 кВт, тепловая мощность 17 кВт. Главная цель проекта - установить в геотермальную систему воздушного кондиционирования здания и ввести в эксплуатацию прототип теплового насоса (рис.1).

Система воздушного кондиционирования здания (GEOCOOL 2005) состоит из:

а) внешнего контура, который включает грунтовой теплообменник (GSHX), циркуляционный насос, накопительный расширительный бак и соответствующий трубопровод. Во внешнем контуре в конденсаторе теплового насоса (при работе в режиме охлаждения) происходит теплообмен, после чего тепловая энергия рассеивается в грунт;

б) во внутреннем контуре происходит распределение охлажденной воды (при работе в режиме охлаждения) в испарителе теплового насоса, изготовленного их двенадцати фанкойлов, установленных в здании;

в) «двигатель» всей системы: реверсивный водяной тепловой насос, рабочим хладагентом которого является пропан (R290).

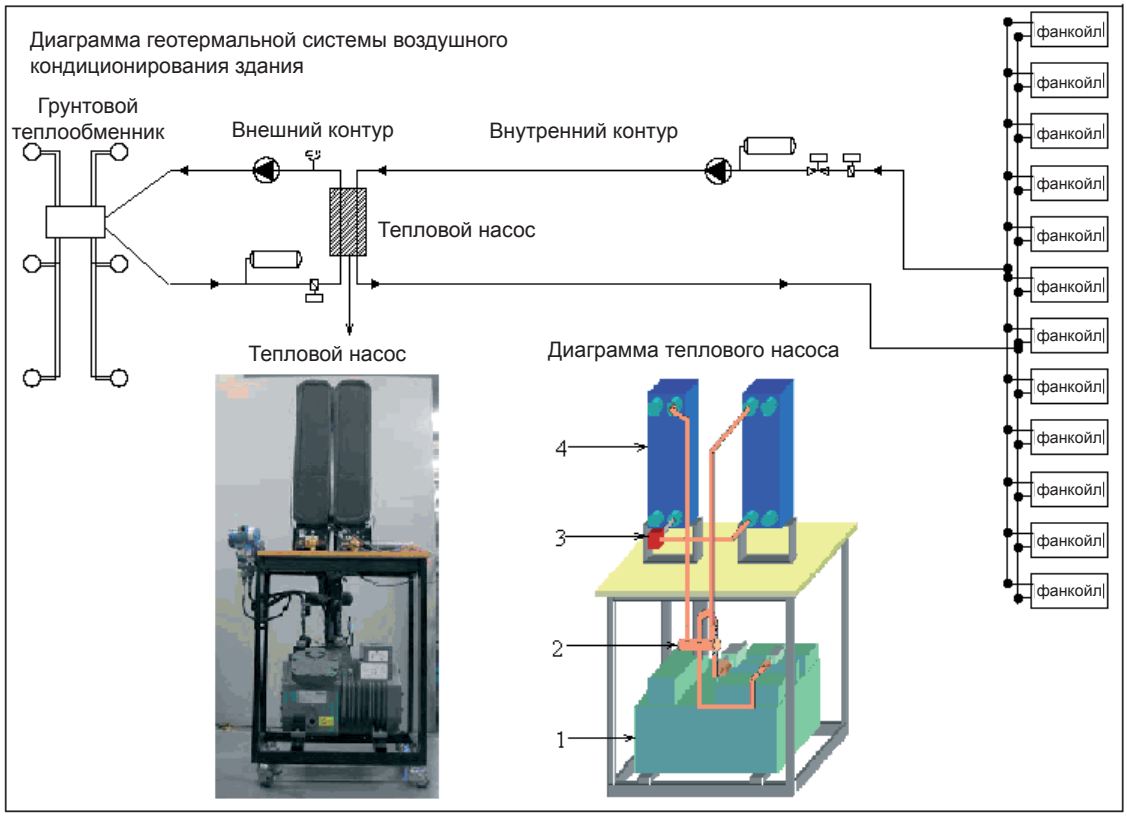



Рисунок 1. Система воздушного кондиционирования здания

Подготовительный этап проекта состоял из расширенного плана экспериментальных испытаний прототипа на специальном испытательном стенде (рис. 2), способном воспроизвести реальные условия работы в лаборатории. Разработка высокоэффективного устройства является одной из важнейших задач, реализация которой повлияет на будущий успех теплонасосной технологии. Необходимо проанализировать результаты экспериментальных исследований оптимальной чувствительности единицы оборудования к специфическим условиям работы, а также провести эмпирическую корреляцию, которую можно использовать для последующих анализов разработок и улучшения алгоритмов управления.

**2 Экспериментальная установка**

Экспериментальный лабораторный стенд спроектирован с целью максимизации эффективности теплового насоса при работе в режиме охлаждения.

На испытательном стенде исследуют производительность системы отопления и охлаждения реверсивного теплового насоса типа «вода/вода» в соответствии с существующими стандартами EN – 255 (1998) и EN – 14511 (2004). На рис. 2 показан схематический проект испытательного стенда, включающий в себя два водяных гидравлических контура, способных поддерживать желаемую установленную температуру на входе в испаритель и конденсатор путем управления массовым расходом потока. Испытательный стенд спроектирован с целью моделирования условий нагрузки, возникающих в ходе текущей работы в обеих контурах оборудования. Каждый водяной контур включает соответствующие вторичные пластинчатые теплообменники (PHE) (1), насос (2), байпассный клапан (3), инерционную цистерну (4), расширительную камеру (5), клапаны и датчики давления.

Условия эксплуатации теплового насоса устанавливаются по контрольным показателям температуры на входе и выходе теплообменника (испаритель и конденсатор соответственно). Это стратегия управления основана на вариациях расхода воды (6) через вторичные теплообменники (1). Это достигается благодаря трехходовому регуляторному клапану (f), управляемому детектором фотоионизации, который получает сигнал о температуре подающей воды (e). В течение экспериментальных тестов, погрешность температуры вторичной воды на выходе составляла ± 0.2 K. Разница температур на входе и выходе из первичного теплообменника поддерживалась на уровне около 5K. Расход воды контролировался с помощью цепи байпас (3).

Поведение теплового насоса при испытаниях (экспериментальная единица) контролируется специальными датчиками, установленными в контуре хладагента и воды (таблица 1). Для измерения расхода воды были использованы два массовых расходомера Кориолиса (a). Разность температур паянных пластинчатых теплообменники (BPHEs) контролировалась с помощью калиброванных термопар типа Pt-100 RTDs (б). Внутри контура хладагента датчики давления (в), расположенные на всасывающей и нагнетательной линии компрессо-

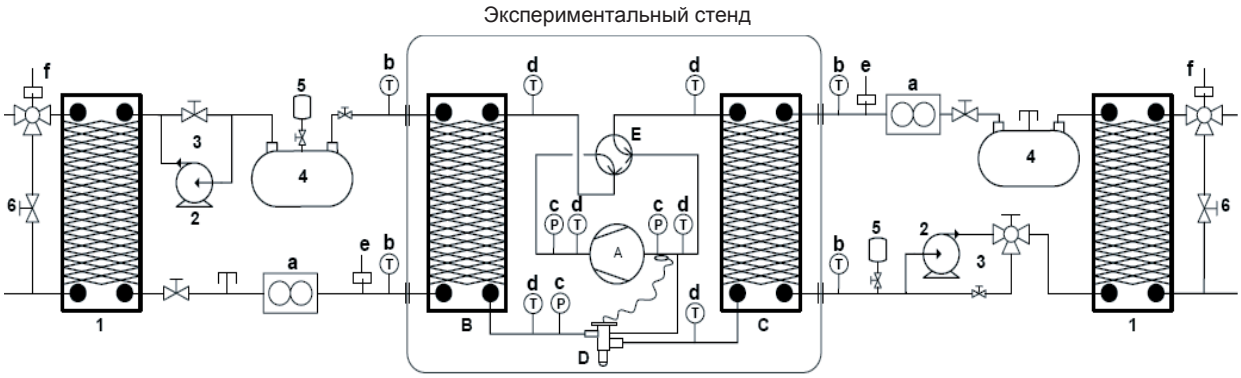



Рисунок 2. Лабораторный испытательный стенд теплового насоса – Технический университет Валенсии (Technical University Valencia (UPV))

Таблица 1. Спецификация измерительных датчиков

| Наименование оборудования | Тип | Диапазон | Погрешность |
|---|---|---|---|
| Термопара | T | - 270 – 400 C | ±0.5 K |
| Терморезистор | Pt -100 | - 220 – 850 C | ± 0.1 K |
| Измеритель массового расхода (Кориолис) | Danfoss | 0 – 5500 кг/час | ± 0.05% |
| | Danfoss | 0 – 5500 кг/час | ±0.05% |
| Датчик давления | Fisher Rosemount | 1000 кПа | ±0.2% |
| | Fisher Rosemount | 1000 – 2500 кПа | ±0.2% |
| | Fisher Rosemount | 0 – 5500 кПа | ±0.2% |
| Измеритель мощности | Quantum D - 200 | 30 кВт | ±0.1% |

ра, измеряли давление испарения и конденсации. Температуры вдоль контура хладагента (для оценки перегрева и переохлаждения) были получены с помощью калиброванных термопар Т-типа (г). Измерялось потребление электроэнергии компрессором с целью оценки коэффициента производительности.

Сбор данных осуществляется с помощью регистра данных Hewlett-Packard, который непрерывно регистрировал измерения. Все параметры записывались каждые десять секунд, после того, как были достигнуты стационарные условия, то есть когда все измеренные значения оставались постоянными. Допускаются периодические колебания этих величин из-за погрешностей работы системы управления при условии, что средние значения этих колебаний не превышают допустимые отклонения, а среднее арифметическое реальных значений: а) температура воды на входе и выходе в пределах ± 0,3 K; б) объемный расход ± 2%. Стандарт EN-14511 (2004) ограничивает максимальную погрешности мощности до 5% и она не зависит от погрешности используемых приборов, включая погрешность свойств жидкости. Процедура подсчета мощности охлаждения ($Q_{cooling}$) и коэффициента производительности охладительной системы ($COP_{colling}$) основана на тепловом балансе теплообменника, в котором учитываются показатели массового расхода ($m_{evap}$), а также температуры на входе и выходе ($\Delta T_{water}$), как показано в формуле 1. Коэффициент производительности (COP) был получен в результате расчета (формула 2) мощности охлаждения и потребления энергии компрессором – P (Incropera and deWitt 2000), которое было измерено регистром данных. Продолжительность испытаний - 30 минут для каждого теста.

$$Q_{cooling} = m_{evap}\, c_p\, \Delta T_{water} \quad \textit{Формула1}$$

$$COP_{coling} = \frac{Q_{coling}}{P} \quad \textit{Формула 2}$$

## 3 Проверка программного обеспечения IMST–ART

IMST–ART© является передовой автоматизированной системой проектирования. В ней сочетаются точные и быстрые алгоритмы, простой в использовании графический интерфейс и мощные возможности анализа в программном пакете, необходимые для моделирования любой операционной испарительно – компрессорной системы с несколькими типами хладагентов и вторичных жидкостей. Программное обеспечение основано на численной модели, которая состоит из отдельных математических уравнений для каждого компонента теплового насоса. Решения предоставляется в стационарном формате через алгоритм Ньютона Рафсона (Corberan and Gonzalvez 2002). Технические характеристики каждого компонента, совместно с информацией об эксплуатационных параметрах необходимого режима, представлены в качестве входного программного обеспечения для получения информации обо всех параметрах каждого компонента системы, включая трубы и их составляющие, мощности, коэффициента производительности (COP), эффективности компрессора, его перегрева, переохлаждения и данные передачи тепла от теплообменников.

Сравнение экспериментальных результатов и прогнозов системы IMST–ART, полученных в результате тестовых испытаний, показаны в таблице 2 и рисунке 3.

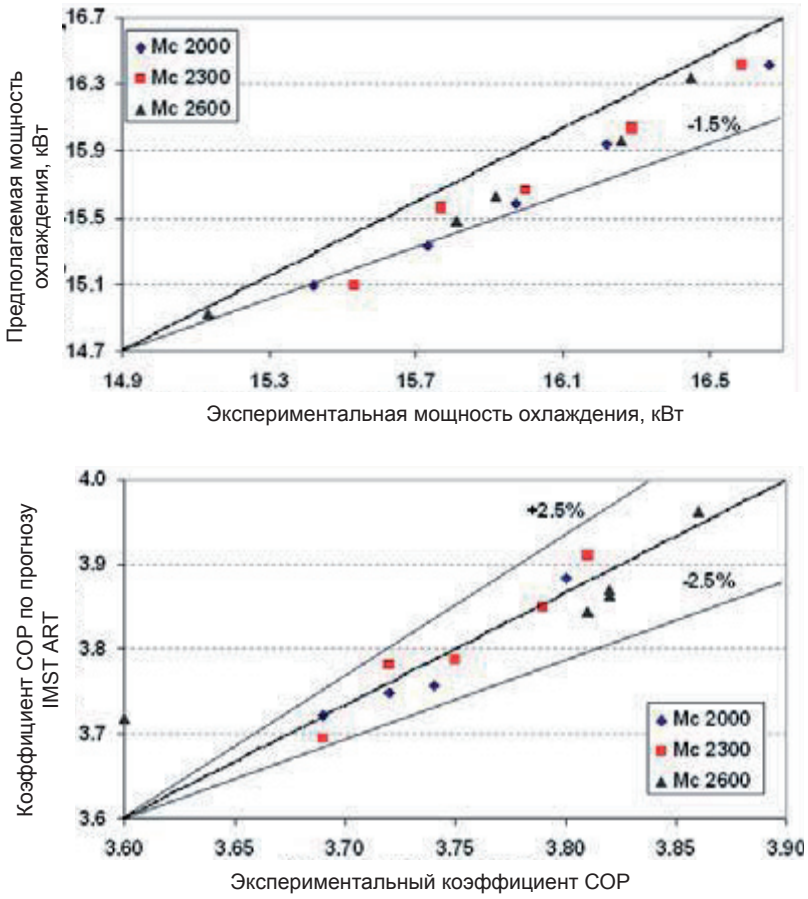



Рисунок 3: Сравнение прогнозов IMST–ART с экспериментальными результатами

Таблица 2. Условия испытаний – вариация расхода воды

| Температура воды на входе в испаритель | Температура воды на входе в конденсатор | Расход воды в конденсаторе при условиях I | Расход воды в испарителе при условиях I | Расход воды в испарителе при условиях II | Расход воды в конденсаторе при условиях II |
|---|---|---|---|---|---|
| °C | °C | кг/час | кг/час | кг/час | кг/час |
| 10.8 ±0.7 | 22±0.7 | 2000, 2300 и 2600 | 2000 | 2000, 2300 и 2600 | 2000 |
| | | | 2300 | | 2300 |
| | | | 2600 | | 2600 |
| | | | 3100 | | 3100 |
| | | | | | 4200 |

Необходимо отметить, что коэффициент производительности COP теплового насоса спрогнозированного системой IMST–ART и полученного при проведении эксперимента сходен. Погрешность составила ±2.5%. Еще лучшие результаты были получены при сравнении мощности охлаждения, где погрешность составила всего - 1,5%. Проверка правильности прогнозов системы IMST–ART была подробно исследована ранее (Gonzalvez et. al. 2007). Средняя максимальная разница составила 4% для всех эксплуатационных параметров.

**4 Результаты и обсуждения**

Основной задачей экспериментальной работы было определение максимальной реакции системы при вариации водяного потока в различных условиях. Тестовые условия I основаны на управлении расходом воды испарителя Me= 2000, 2300, 2600, 3100, 4200 кг/час с постоянной скоростью водяного потока (Mc=2000, 2300 и 2600 кг/час). Тестовые условия II: расход воды в испарителе поддерживался постоянным 2000, 2300, 2600 кг/час, в то время как в конденсаторе проводились изменения (таблица 2). Экспериментальные исследования были выполнены на основе постоянного контроля температуры воды на входе в испаритель и конденсатор во время эксплуатации оборудования. Учитывая, что тепловой насос был преимущественно спроектирован для работы в режиме охлаждения как часть системы воздушного кондиционирования здания, были определены условия оптимальной мощности при работе в режиме охлаждения и коэффициент производительности (COP).

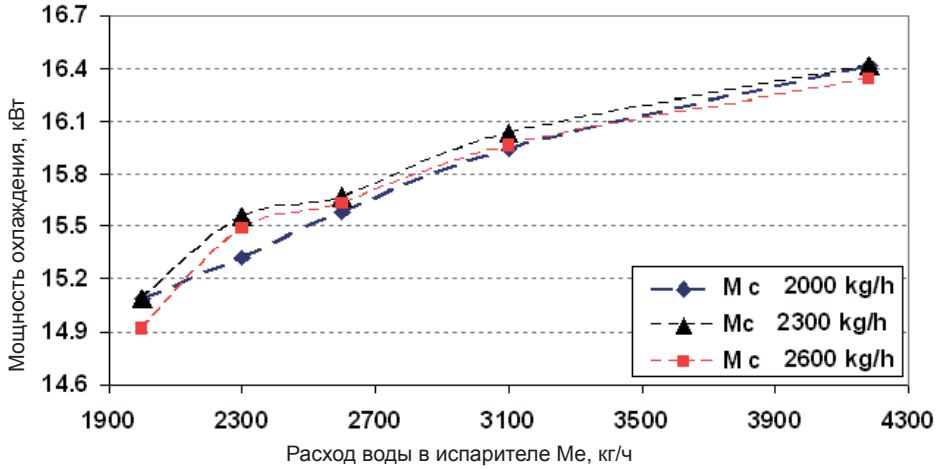
Мощность охлаждения была подсчитана на основании теплового баланса, применяемого для испарителя теплового насоса (формула 1). Коэффициент производительности (COP) был получен как отношение между мощностью охлаждения и потребляемой мощностью компрессора (формула 2).

**Результаты экспериментов**

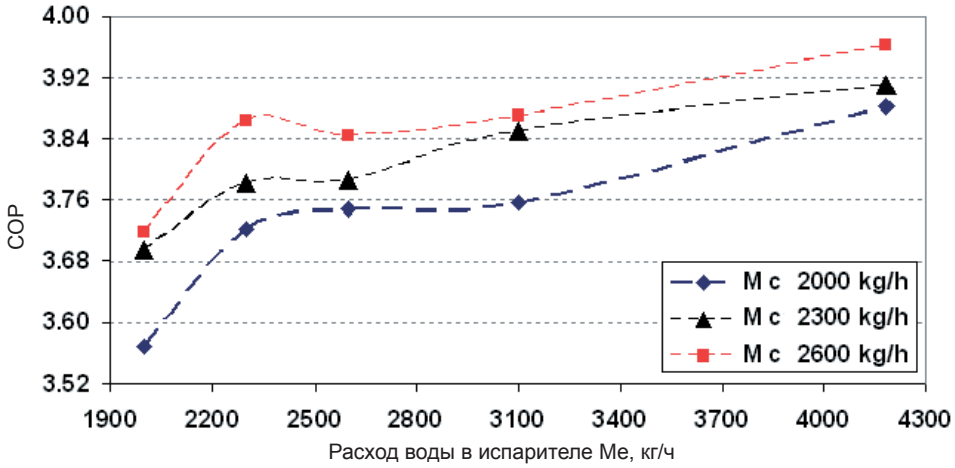
В этом разделе описаны результаты, полученные в ходе экспериментальной кампании, проведенной параллельно с расширенным анализом поведения теплонасосной системы по прогнозам программы IMST–ART.

4.1.1 Тестовые условия I

На рисунке 4 представлены результаты, полученные при Тестовых условиях I. Поток воды через конденсатор составляет 2000, 2300 и 2600 кг/час, в то время как поток воды через испаритель регулируется в пределах 2000, 2300, 2600, 3100 и 4200 кг/час.




а) мощность охлаждения при постоянном расходе Mc




б) COP при постоянном расходе Mc

Рисунок 4. Результаты экспериментов, полученных при Тестовых условиях I

Повышенный расход воды через испаритель приводит к изменению мощности охлаждения. Увеличение на 100 кг/час вторичного массового расхода приводит к повышению мощности охлаждения в среднем на 2.5%. Также важно отметить, что расход воды конденсатора в меньшем количестве влияет на мощность охлаждения, особенно когда расход воды в испарителе выше, чем Me=3100 кг/час.

Совокупный эффект от температуры воды на входе в испаритель и скорости потока в конденсаторе показан на рисунке 4. Заданная температура составила 10.8 °C для Mc = 2000 и 2300 кг/час. При увеличении мощности на 1% охлаждения является результатом увеличения расхода воды в конденсаторе на 300 кг/час. При Mc = 2600 кг/час температура воды на входе в испаритель поддерживалась на 0.4 °C ниже заданного значения. Из вышесказанного можно сделать вывод, что увеличения расхода воды на 300 кг/час компенсируется понижением ее температуры; мощность охлаждения для таких условий в среднем на 1% ниже, чем при расходе воды 2300 кг/час. Дальнейший анализ влияния установленной температуры и расхода на коэффициент производительности показан на рисунке 6.

Минимум и максимум мощности охлаждающей системы теплового насоса составляет 14.9 и 16.4 кВ и в значительной степени зависит от изменения массового расхода воды на стороне испарителя.

Рисунок 4 (б) показывает, что для коэффициента производительности (COP) теплового насоса также характерно равномерное увеличение расхода воды как в испарителе, так и в конденсаторе.

Максимум коэффициента производительности (COP) достигается при высоких расходах воды в испарителе (Me> 3100 кг/час). Потребление энергии циркуляционными насосами учитывается при расчете коэффициента производительности всей системы в течение цикла работы теплового насоса в системе воздушного кондиционирования здания (рис. 1). Общий коэффициент производительности уменьшается при высоких расходах в испарителе и конденсаторе (>3100 кг/час). Этот режим также предполагает повышенное потребление энергии циркуляционными насосами. Для дальнейшего детального анализа оптимума операционных параметров, необходимо рассмотреть область с более низким расходом воды (между 2000 и 3100 кг/час) на стороне испарителя. Более детальный обзор результатов тестирования (рис. 4) показывает, что возможно получить оптимальный коэффициент производительности, когда и Mc и Me находятся между значениями 2300 и 2600 кг/час.

Поскольку мы заинтересованы в оптимизации системы управления тепловым насосом, необходимо разработать алгоритм:

- определить высокую тепловую нагрузку и условия, при которых тепловой насос должен работать с максимальной мощностью охлаждения (преимущественно с расходом воды >3100 кг/час). Даже если это проведет к пониженной эффективности системы;
- определить период времени, когда не желательно работать с максимальной мощностью охлаждения (преимущественно с показателями расхода воды 2300 и 2600 кг/час).

4.1.2 Тестовые условия II

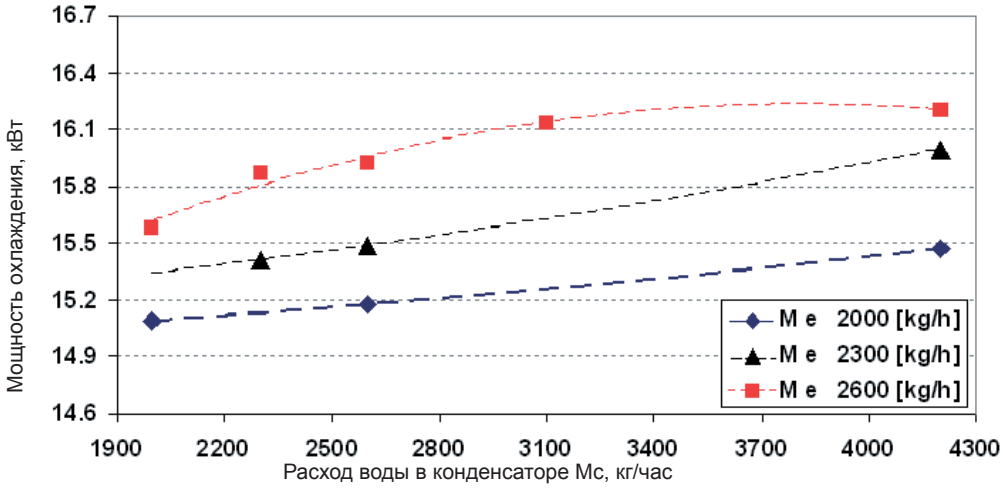
На рисунке 5 показаны результате экспериментов при Тестовых условиях II, мощность охлаждения и коэффициент производительности системы. Расход воды в испарителе преимущественно составлял 2000,2300,2600, 3100 и 4200 кг/час.

Зависимости, показанные на рисунке 5 подтверждают выводы, сделанные в предыдущем разделе. Общий тренд мощности охлаждения и коэффициента производительности отражает их равномерное увеличение, как только происходит повышение расхода воды на стороне испарителя или конденсатора. При вариациях расхода Mc между 2000÷4200 кг/час и Me между 2000÷4000 кг/час, максимальные и минимальные лимиты коэффициента производительности теплового насоса составляют 4.1 и 3.58 соответственно. Увеличение Mc на 300 кг/час повышает мощность охлаждения в среднем на 1.2%. Изменение вторичного массового расхода жидкости на стороне конденсатора существенно влияет только на коэффициент COP, в то время как мощность охлаждения существенно влияет на расход воды в испарителе.

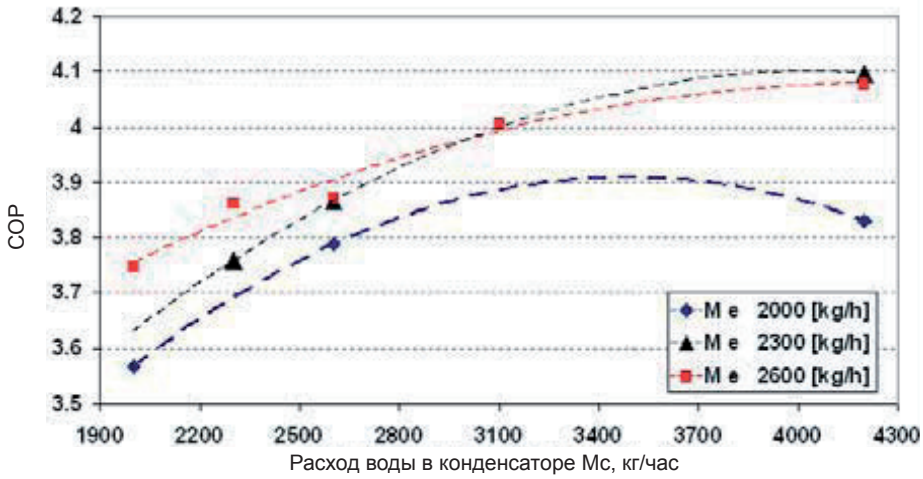
Из рисунка 5б можно увидеть, что при расходе воды в конденсаторе в пределах 2000≤Mc≤ 4200 кг/час оптимум системы COP приходиться на постоянный расход воды в испарителе Me=2300 кг/час. Этот эффект более заметен при расходе воды в конденсаторе выше, чем 3100 кг/час. Тем не менее, принимая во внимание общий коэффициент производительности системы кондиционирования воздуха, очевидно, что желательно поддерживать расход жидкости в конденсаторе в пределах 3100 ÷3300 кг/час с целью предотвращения негативного воздействия в результате высокого потребления энергии циркуляционными насосами во внешнем контуре.

Дальнейший анализ COP при обеих тестовых условиях I и II показан на рис. 6 (а,б). Также были проведены несколько тестовых испытаний в целях количественного определения совместного влияния температуры воды на входе в испаритель и конденсатор, а также на изменения массового расхода. Следует отметить, что во время экспериментальных тестовых испытаний достаточно трудно количественно оценить влияние этих двух параметров на мощность охлаждения и коэффициент COP из-за обратной связи между ними. Для испарителя, работающего в режиме охлаждения, увеличение расхода воды происходит из-за повышения коэффициента производительности, и, следовательно, увеличения мощности и коэффициента COP, в то время как разность температур между хладагентом и вторичной жидкостью уменьшается (противоток).

Однако если мы сохраним температуру воды на входе в испаритель постоянной, увеличение расхода также приведет к уменьшению перепада температур теплообменника, в таком случае средняя температура воды увеличится и хладагент отреаги-




а) мощность охлаждения при постоянном расходе Me




б) COP при постоянном расходе Me

Рисунок 5. Результаты экспериментальных испытаний, полученные при Тестовых условиях II

рует на повышение вторичной температуры. И наоборот, если температура на выходе поддерживается постоянной, средняя температура воды будет уменьшаться, хладагент отреагирует на понижение вторичной температуры, что приведет к снижению коэффициента COP.

Во время тестовой кампании основное внимание уделялось исследованию совместного взаимодействия температуры и расхода воды при Me=2600 кг/час и Mc =4200 кг/час. Эти параметры приняли постоянными и провели еще два тестовых испытания при различной температуре воды на входе в конденсатор:

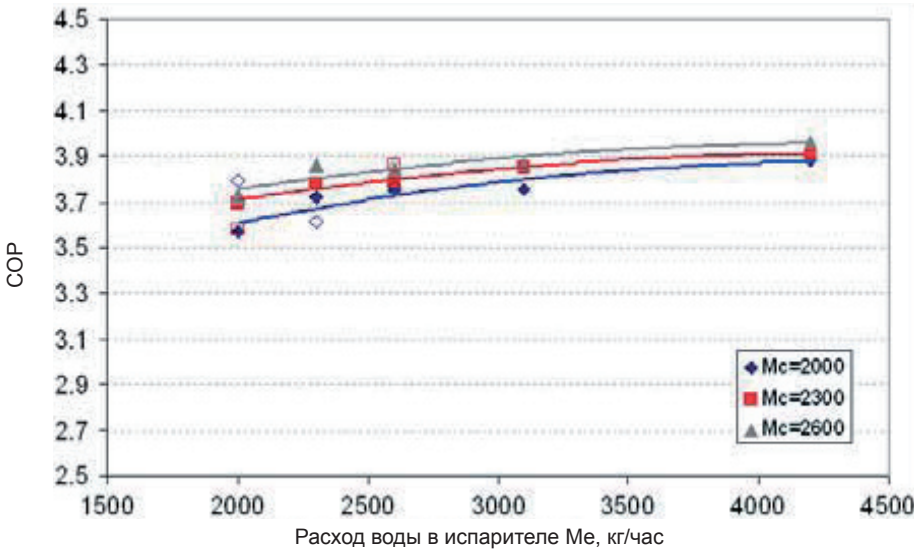
- 22 °C;
- и на 5% выше для второго тестового испытания.

Увеличение этих параметров оказало существенное влияние на коэффициент COP - он уменьшился на 9%. Можно сделать вывод, что коэффициент COP теплового насоса реагирует на изменение температуры воды в конденсаторе, в то время как тепловой насос работает в режиме охлаждения. Мощность охлаждения менее зависит от температуры на входе в конденсатор, так как она уменьшилась только на 3% при тех же тестовых условиях. На рис. 6 предоставлено сравнение тестовых испытаний при Me от 2000 кг/час и Mc от 2000 кг/час. При повышении температуры воды на входе в конденсатор на 5.4%, COP сократился на 3.8%.

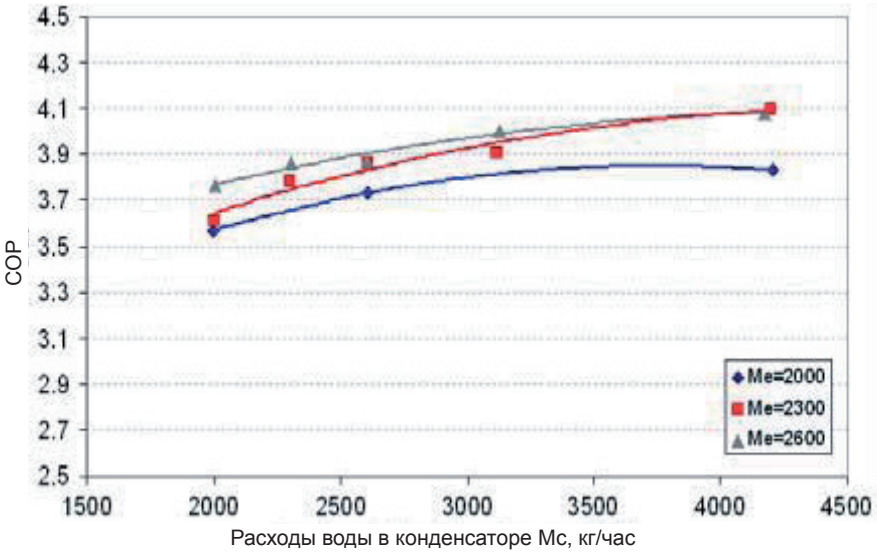
При реальном применении теплового насоса (рис. 1), температура воды очень сильно зависит от установки грунтовых петель. Чем ближе температура грунта к температуре конденсатора, тем больше увеличивается коэффициент COP.

**Результаты IMST–ART**

В этом разделе представлен расширенный анализ поведения теплового насоса, основанный на дополнительной информации, полученной из предлагаемых прогнозов программного обеспечения IMST–ART. Были расширены тестовые границы, начиная с минимума расхода воды 1000 кг/час. Данные регистрировались при каждом увеличении расходы на 500 кг/час. Впервые исследовалась температуры воды на входе в испаритель в диапазоне от 8.1 до 18.9 °C.




а) тренд коэффициента COP для тестовых условий I



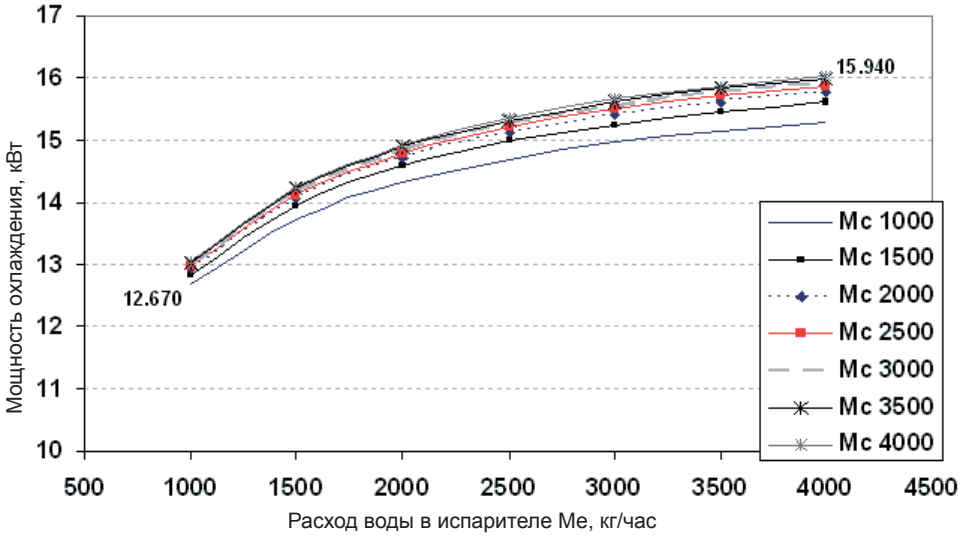

б) тренд коэффициента COP для тестовых условий II

Рисунок 6. Общий тренд COP при тестовых условий I и II

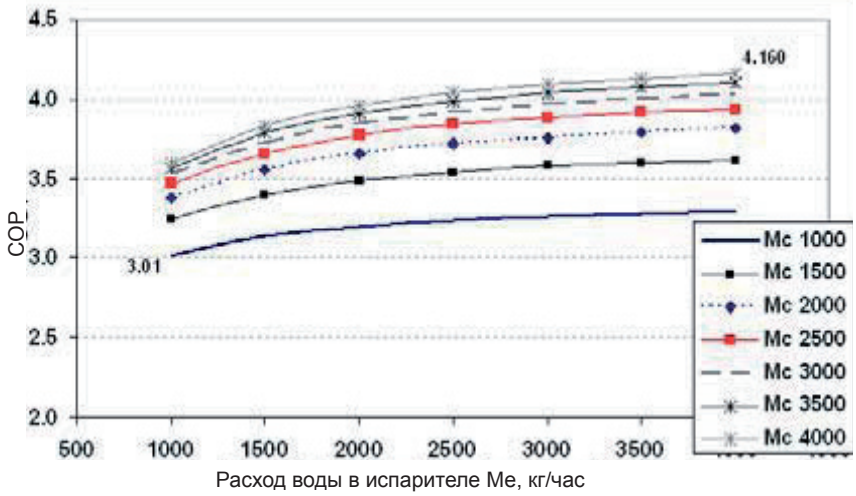
На рисунке 7 показаны изменение мощности охлаждения и коэффициента COP при Тестовых условиях I. Расход воды в конденсаторе поддерживается постоянным при различном расходе воды испарителе. На рисунке 7б показано увеличение коэффициента COP в нижнем диапазоне расхода воды конденсатора (<2500 кг/час), в то время как влияние на мощность охлаждения менее существенно при этом же показателе.

Что касается расхода воды в испарителе, на рисунке 7 показано, что изменение расхода воды на 300 кг/час при Me<2000 кг/час существенно влияет и на коэффициент COP и на мощность охлаждения, которые соответственно увеличились на 4.1% и на 7.1%. На рисунке 8 показаны соответствующие кривые мощности охлаждения и коэффициента COP при Тестовых условиях II. Массовый расход воды находится в пределах 1000 и 4000 кг/час. Расход воды в конденсаторе изменяется на 500 кг/час для каждого показателя расхода воды в испарителе. Существенное увеличение мощности охлаждения и коэффициента COP происходит при высоком массовом расходе воды на стороне испарителя (>2500 кг/час). На рисунках 7 и 8 показано сравнение результатов эксперимента - изменение массового расхода воды в конденсаторе значительно влияет на коэффициент COP, в то время как мощность охлаждения уменьшается из-за более сильного влияния на расход воды в испарителе.

Результаты согласуются с экспериментальными данными, представленными в предыдущей главе. Также следует отметить, что при реальном применении, увеличение расхода воды на стороне конденсатора приводит к повышению коэффициента теплоотдачи грунтового теплообменника. Под теплоотдачей подразумевает передачу тепла через слои почвы, поэтому изменение потока воды будет незначительно влиять на процесс переноса тепла в почву. На рисунке 9 показаны результаты исследования коэффициента COP и мощности охлаждения, при работе системы в нескольких установленных точках температуры воды на входе в испаритель: 8.1°C, 10.8°C, 13.5°C, 16°C и 18.9 °C. В то время как происходит изменение расхода воды в испа-




а) мощность охлаждения с постоянным расходом Mc




б) COP при постоянном расходе Mc

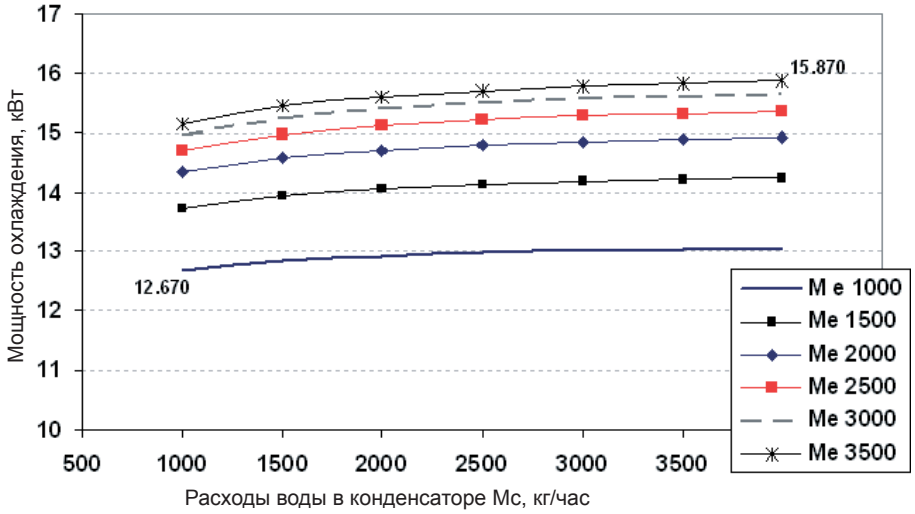
Рисунок 7. IMST–ART прогнозы для Тестовых условий I

рителе, расход воды в конденсаторе находится на уровне 2600 кг/час. При изменении температуры на 2.7 °C происходит равномерное увеличение мощности охлаждения на 8%, коэффициента COP на 6.8%. Оптимальная температура на входе в испарителе считается 10.8 °C. Она получена, главным образом, на основе реакции поведения коэффициента COP.

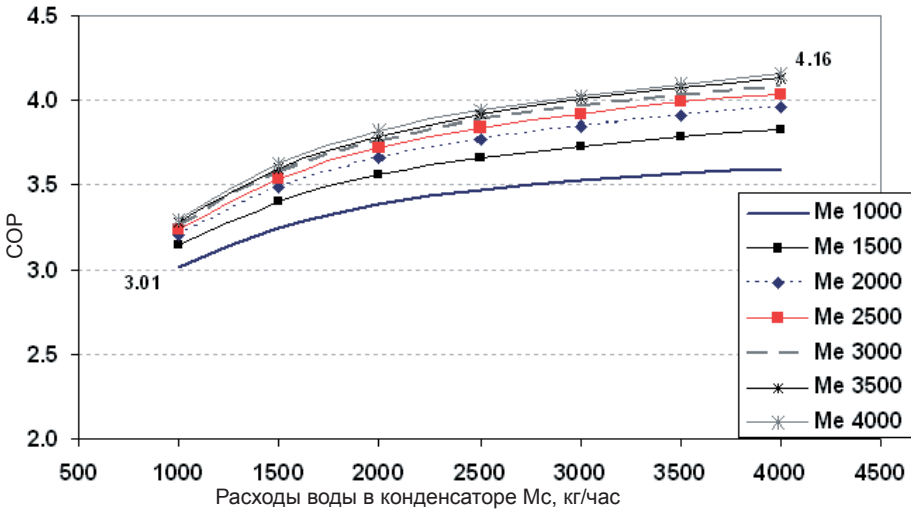
Количественно определены рабочие пределы мощности охлаждения и коэффициента COP. Минимум мощности охлаждения составляет 12.6 кВт при расходе воды 1000 кг/час на сторонах конденсатора и испарителя, в то время как максимум мощности охлаждения составляет 20.74 кВт при расходе воды 4200 кг/час и при температуре воды 18.9 °C.

**5 Выводы**

В работе представлена детальная характеристика реверсивного водяного теплового насоса, работающего в режиме охлаждения (SHERHPA 2007). Она была разработана с целью внедрения теплового насоса в систему кондиционирования воздуха здания для производства холодной и горячей воды (Urchueguia et. al. 2006, GEOCOOL 2005). Режимы работы теплового насоса характеризуется показателями мощности охлаждения и коэффициента COP при управлении расходом воды на вторичных внешних петлях. Чтобы добиться повышения энергетической эффективности системы необходимо определить оптимумы показателей расхода воды. Влияние температуры воды на входе в испаритель и конденсатор количественно подсчитаны моделирующим программным обеспечением IMST–ART. Получен общий тренд мощности охлаждения и коэффициента COP. Расход воды в испарителе значительно влияет на увеличение мощности охлаждения, в то время как расход воды в конденсаторе более выражено влияет на коэффициент COP системы. Увеличения расхода воды в испарителе на 100 кг/час приводит к увеличению мощности охлаждения в среднем на 2,5%. Увеличения расхода воды конденсатора в большей степени влияет на коэффициент COP (увеличивается в среднем на 5%). Оптимальный коэффициент COP теплового насоса наблюдается тогда, когда расход воды в конденсаторе и испарителе находится в диапазоне 2300 и 2600 кг/час. Потенциал модернизации системы управления основан на




а) Мощность охлаждения при постоянном расходе Me




б) COP при постоянном расходе Me

Рисунок 8. IMST–ART прогнозы для Тестовых условий II

увеличении показателей массового расхода воды, что приводит к повышению коэффициента COP, с учетом потребляемой циркуляционными насосами, установленными во внешних петлях, мощности.

Описанная в этой стать предварительная экспериментальная тестовая кампания подтвердила свою важность. Описанные результаты испытаний позволяют определить оптимальные условия работы. В настоящее время тепловой насос установлен в системе воздушного кондиционирования здания для того, чтобы осуществить контроль расхода воды во внешних петлях, что приведет к уменьшению потребления энергии всей системой.

REFERENCES

Corberan J.M., I. O. Martinez, J. Gonzalvez, 2006. "Charge and COP optimization of a reversible water to water unit using propane as alternative refrigerant to R407C", Proceedings of the 7th Gustav Lorentzen Conference, Trodheim, Norway, International Institute of Refrigeration, p. 477.

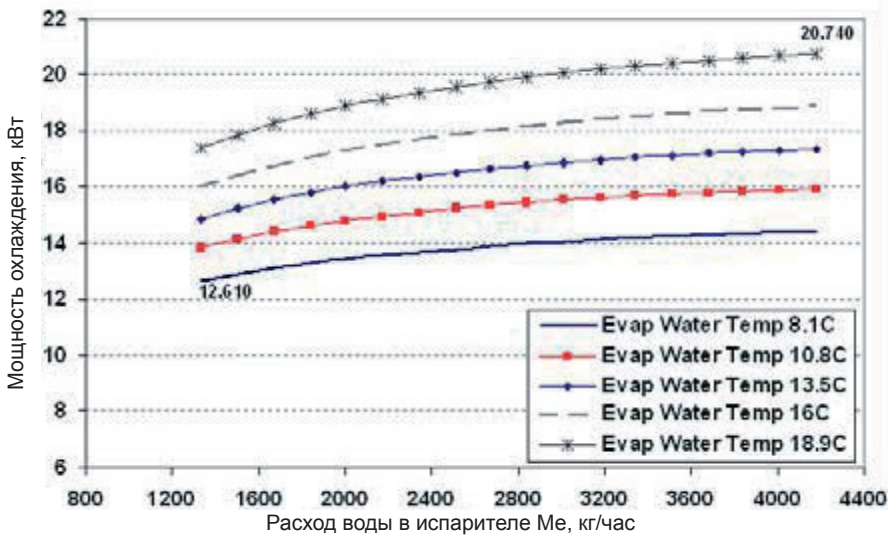
Corberan J.M., and J. Gonzalvez – Macia, 2002. "IMST-ART, a computer code to assist the design of refrigeration and air conditioning equipment", www.imst-art.com, IMST, Universidad Politecnica de Valencia, Spain, 2002.

EN-255: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors. European Committee for Standardization, CEN TC 1998.

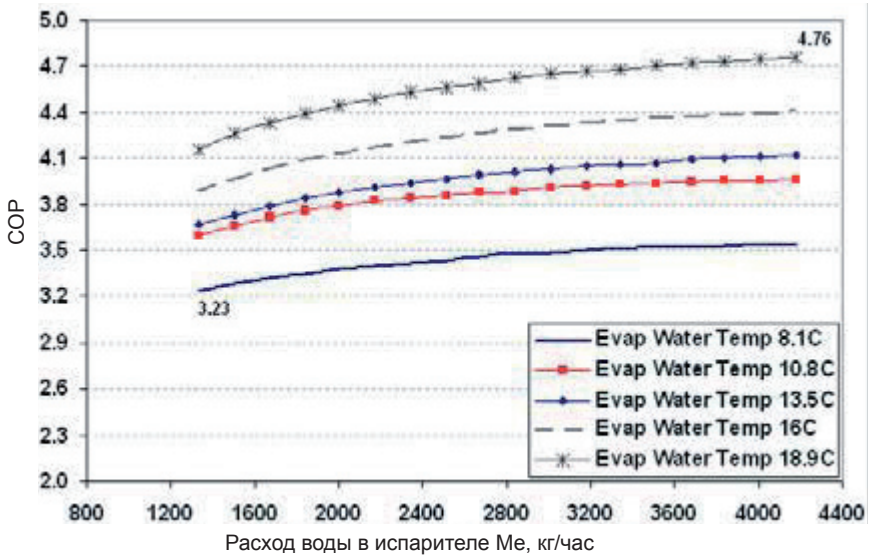
EN-14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling. Test conditions. European Committee for Standardization, CEN TC 2004.

Gonzalvez-Macia J., F Vera-Garcia, JR Garcia-Cascales, JM Corberan-Salvador, and C Radulescu, 2007. "Estudio experimental de la influencia del flujo masico de agua en las prestaciones de una bomba de calor de compresion de propano (agua-agua). Analisis detallado mediante modelado con el programa de calculo IMST-ART", CYTEF – IV Congresso Iberico e II Congresso Iberoamericano, Ciencias E Tecnicas de Frio, Porto, Portugal.

Geothermal Heat Pump for cooling and Heating along European Costal areas (GEOCOOL), 5th European Framework Programme Involving Research Activities, Project No. NNE5-2001-00847.




а) Мощность охлаждения Mc = 2600 кг/час




б) COP при Mc=2600 кг/час

Рисунок 9. Экспериментальная и спрогнозированная программой IMST–ART температура воды на входе в испаритель

Huff H. and T. Sienel, 2006. "Commercial sized CO2 heat pump water heater North – American field trial experience", 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Paper 027.

Incropera F. P. and D. P. DeWitt, "Introduction to Heat Transfer", Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., ISBN 0-471-38649-9.

Jacobi A. M., Y. Park, Y. Zhong, G. Michna, and Y. Xia, 2005. "High Performance Heat Exchangers for Air – Conditioning and Refrigeration Applications (Non – Circular tubes)".
http://www.arti-research.org/research/completed/finalreports/20021-final.pdf

Jakobsen A., T. Skiple, P. Neksa, B. Wachenfeldt and G. Skaugen, 2006. "Experimental evaluation of a reversible CO2 residential air conditioning system at cooling conditions", Proceedings of the 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2006), Paper 141.

Kyoto Protocol, United Nations Framework Convention on Climate Change, http://unfccc.int

Primal W.D.F., B. Palm, P. Lundqvist, E. Granryd, 2006. "Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests", International Journal of Refrigeration, number 27, p. 761.

Pearson S. F, 2006. "Highly efficient water heating system", Proceedings of the 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2006), Paper 011.

Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications (SHERHPA), 6th European Framework Programme Involving Research activities, Project No. 500229-2

Urchueguia J. F., J. M. Corberan, J. Gonzalvez Macia, and J. M. Diaz, 2003. "Experimental Characterisation of a Comercial – Size Scroll and Reciprocating Compressor Working with R22 and Propane (R290) as Refrigerant", 21st International Congress of Refrigeration, U.S., Paper ICR 320.

Urchueguia J. F., M. Zacares, J. M. Corberan, A. Montero, J. Martos, and H. Witte, 2006. "Comparison Between the energy Performance of a geothermal heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast", Elsevier Science.

# Тестирование и оценка производительности теплового насоса с тепловым приводом

**Статья взята из IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 29 - No. 1/2011**

*Переведено энергосервисной компанией «Экологические Системы»*

***Ivan Malenković, Austrian Institute of Technology, Austria***

В последние годы тепловые насосы с тепловым приводом (thermally driven heat pumps - TDHP) и чиллеры пользуются значительным спросом. Также наблюдается положительный тренд продаж систем солнечного охлаждения и газовых тепловых насосов. Для устойчивого развития этого рынка и конкурентоспособности технологий необходимо систематически проводить тестирование теплонасосных систем и создать стандарты оценки их производительности. В настоящее время в рамках программы IEA HPP (Программа Международного Энергетического Агентства по тепловым насосам) разрабатывается Приложение 34, в котором будут рассмотрены форма и прозрачность процедуры оценки теплонасосных систем.

**Введение**

В современном мире возникла необходимость эффективного использования энергии. В настоящее время непрерывно растет рынок тепловых насосов с тепловым двигателем, использование которых способно сократить потребление первичной энергии. Необходимо разработать стандартизированную прозрачную методологию оценки эффективности различных систем (например, для маркировки) с целью возможности их сравнения с различными технологиями. В настоящее время разработано относительно небольшое количество стандартов оценки эффективности тепловых насосов с тепловым двигателем, доступных для практического использования.

С другой стороны, для тепловых насосов с электрическим двигателем разработано достаточное количество национальных и международных стандартов. Этот опыт может быть использован в качестве отправной точки для систематического развития методологий тестирования и процедур оценки эффективности TDHP. Тем не менее, из-за различий технологий, метод, используемый для тепловых насосов с газовым двигателем, нуждается во всестороннем пересмотре и изменении. Это является одной из целей Приложения 34 IEA HPP.

**Технология теплового насоса с тепловым двигателем**

В последнее время на рынке теплонасосного оборудования (таблица 1) представлено большое количество тепловых насосов малой и средней мощности (5-50 кВт).

В настоящее время прогрессивно развиваются технологии абсорбции и адсорбции. Несмотря на то, что эти процессы тесно связаны между собой, они значительно отличаются друг от друга рабочими параметрами. В то время как абсорбционные машины работают в непрерывном режиме, адсорбционные установки, как правило, предназначены для периодической работы. Это существенное затрудняет проведение тестовых испытаний. Таким образом, классификация TDHP должна базироваться на кривых выхода полезной энергии во временном диапазоне, что играет важную роль при разработке методов исследования производительности. В Приложении 34 оборудование разделено на три группы (1):

- непрерывная работа – все четыре основных процесса сорбции хладагента выполняются непрерывно специальными компонентами машины. Выходная энергии постоянна либо имеет небольшие отклонения;
- полу непрерывные – общий процесс делится на фазы «десорбция/конденсация» и «сорбция/испарение». Процесс выполняется теми же компонентами системы поочередно – происходит переменная работа в течение короткого периода перехода.
- пакетный режим – прерывистый режим протекает в основном за счет конструктивного исполнения установки (например, один пласт сорбента) или процесса управления (например, больше пластов, что дает возможность одновременно заряжать/разряжать фазовый процесс). Полезная энергия холодильного контура подается попеременно.

Хотя в большинстве случаев режимы работы теплового насоса вообще не интересуют пользователя, они очень важны, когда дело доходит до оценки эффективности работы установки и, следовательно, их рыночного качества. В (1) описаны первые идеи экспертов по этому вопросу. Окончательные результаты ожидаются к концу 2011 года.

**Текущая ситуация стандартизации**

Начиная с последних десяти лет и до сегодняшнего момента рынок тепловых насосов (включая кондиционеры воздуха) непрерывно растет во многих странах. Это развитие сопровождается увеличением попыток улучшения документов по стандартизации. На национальном и международном уровне были разработаны, пересмотрены или в настоящее время редактируется большое количество стандартов. Однако эта тенденция стандартизации в основном относится к тепловым насосам с электрическим двигателем. Немного другая ситуация у тепловых насосов с тепловым двигателем.

В существующих стандартах методологии тестирования и оценки производительности, много существенных недостатков. Хотя газовые сорбционные тепловые насосы прямого нагрева получили широкое распространение, из-за стационарных условий работы большинства единиц к ним невозможно применить стандарт EN 12309-2. В настоящее вре-

мя этот стандарт проходит пересмотр. О TDHP говорится в Scope section стандарта EN 15316-4-2, но в нем не учитываются некоторые особенности технологии, что делает расчет эффективности системы трудным или даже невозможным. Японский стандарт IS B 8622, пересмотренный в 2009 год, относится только к оборудованию типа «бромид лития/вода», установкам косвенного прямого одинарного и двойного эффекта, с водяным охлаждение и двойным прямым нагревом и т.д.

Кроме того, стандарты, созданные для определенной страны и региона редко совместимы друг с другом. Они отличаются граничными условиями системы и условиями испытаний. В настоящее время не существует стандарта ISO для тепловых насосов с тепловым двигателем. Эту ситуацию может сдвинуть с места появление Приложения 34, целью которого, кроме всего прочего, является развитие основы системного подхода тестирования и оценки эффективности TDHP. VDI (The Association of German Engineers – Ассоциация инженеров Германии) соби-

Таблица 1.

| Производитель | Тип | Технология | Номинальная мощность | Режим работы |
|---|---|---|---|---|
| ECOPLUS Energy Systems | Helioplus | газовый, абсорбционный, вода/NH3 | ~40 кВт отопление ~18 кВт охлаждение | посточнный |
| Robur | GAHP line | газовый, абсорбционный, вода/NH3 | ~40 кВт отопление ~18 кВт охлаждение | постоянный |
| Vaillant | zeoTHERM | газовый, абсорбционный, цеолит/NH3 | 10 кВт отопление | переменный |
| AbKM Klimatechnik | Suninverse | косвенный газовый, LiBr/вода | ~10 кВт охлаждение | постоянный |
| Broad | BCT23 | косвенный газовый, LiBr/вода | 23 кВт охлаждение | постоянный |
| Climatewell | SolarChiller | косвенный газовый, абсорбционный, LiBr/вода | ~10 кВт охлаждение | прерывистый, переменный |
| EAW | WEGRACAL 15,30,50 | косвенный газовый, абсорбционный, LiBr/вода | 15,30,50 кВт охлаждение | постоянный |
| Invensor | LTC 09, HTC 11 | косвенный газовый, абсорбционный, цеолит/вода | 9 и 11 кВт охлаждение | прерывистый |
| Jiangsu Huineng | RX 11,23,35 XRZ 11,23,35 | газовый или косвенный газовый, абсорбционный, LiBr/вода | 11,23,35 кВт охлаждение | постоянный |
| Pink | PC 14, PC 19 | косвенный газовый, абсорбционный, вода/ NH3 | 14 и 19 кВт охлаждение | постоянный |
| Robur | GA ACF series | газовый, абсорбционный, вода/NH3 | ~18 кВт охлаждение (~21 кВт отопление) | постоянный |
| SorTech | AC SB, ACS 15 | косвенный газовый, абсорбционный, силикагель/ вода | 8 и 15 кВт охлаждение | переменный |
| Thermax | Cogenie | косвенный газовый, абсорбционный, LiBr/вода | 35 кВт охлаждение | постоянный |
| Tranter Solarice | XC 30 | косвенный газовый, абсорбционный, вода/ NH3 | 40 кВт охлаждение | постоянный |
| Yazaki | WFC-SC5 WFC_SC 10 | косвенный газовый, абсорбционный, LiBr/вода | 17,5, 35 кВт охлаждение 25,50 кВт отопление | постоянный |

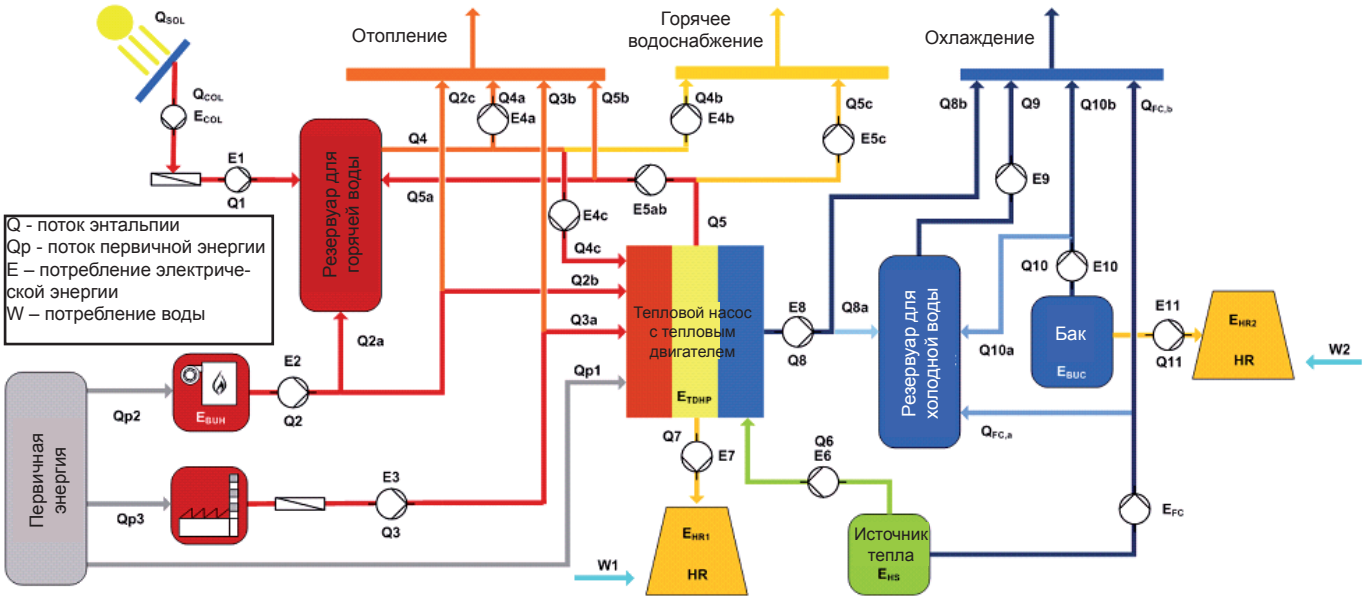



Рисунок 1. Теплонасосная система с тепловым двигателем

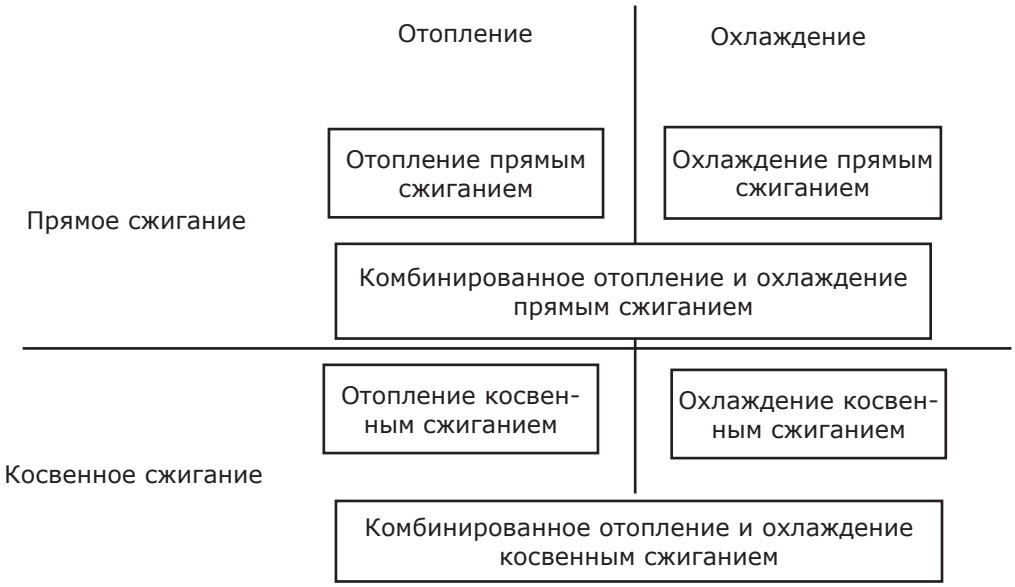



Рисунок 2. Классификация тепловых насосов с тепловым двигетелем

рается закончить подготовку руководства по оценке фактора сезонной производительности тепловых насосов с прямым поджогом. Хотя это руководство не является стандартом, его основные принципы широко применяются в качестве стандартизированной и надежной методики в промышленности и законодательстве многих стран. В стандарт EN 12309 в настоящее время вносятся поправки.

В последнее время оценивается возможность включения солнечных систем охлаждения в стандарт по солнечной энергетике EN12977.

Одна из целей Приложения 34 – создание единственной унифицированной основы для совершенствования и редактирования рамок стандартизации, что поможет тепловым насосам с тепловым двигателем закрепить свои позиции и в дальнейшем развиваться на рынке.

**Классификация TDHP систем**

Разработка стандартов требует тщательного анализа современных технологий. Классификация предложенного оборудования приведена выше. В Приложении 34 уделяется внимание системам TDHP малой и средней мощности, применяемым в жилом и коммерческом секторе (рис. 1). Он основан на анализе наиболее стандартной конфигурации системы. Номенклатура и графическое изображение предложено в SHC Task 38 для солнечных систем охлаждения. На основании характеристик системы, можно создать различные базовые конфигурации их применения. Эта система определяет граничные условия минимальной массы, энергии и энтальпии потоков, которые должны быть рассмотрены при оценке эффективности системы.

В основном, TDHP системы можно классифицировать по типу применяемой энергии (прямая или косвенная) и полезному выходу энергии (отопле-

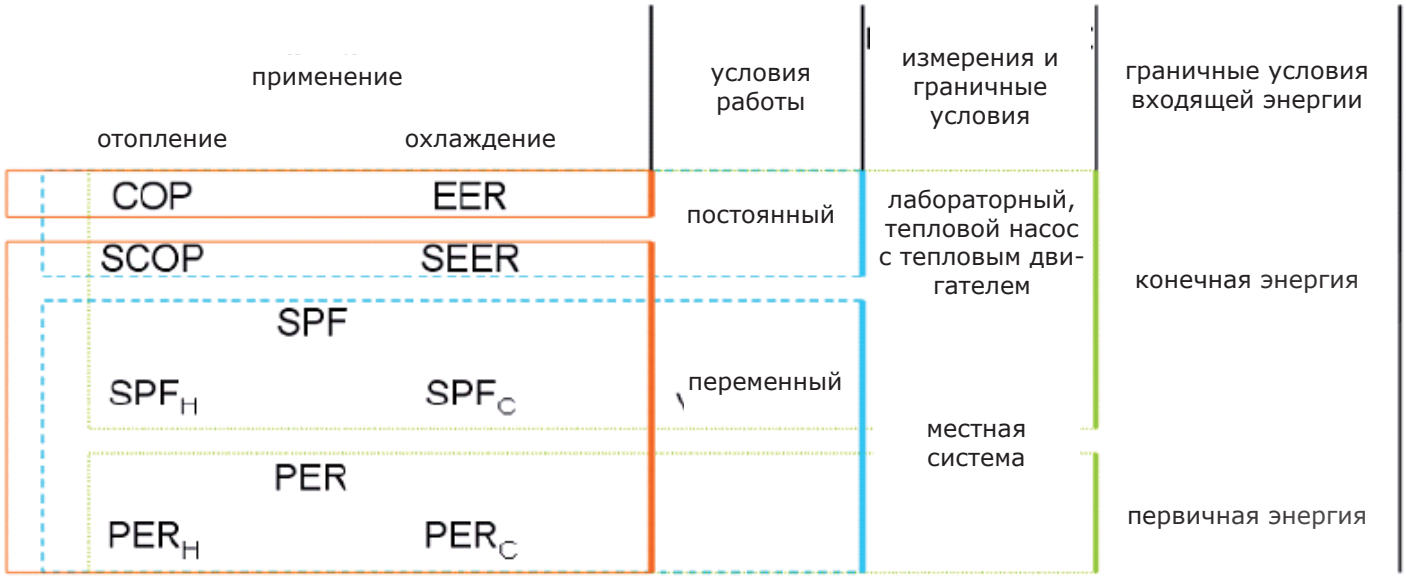



Рисунок 3.

ние совместно с горячим водоснабжением и охлаждением). Эта классификация представляет шесть схем применения систем, влияющих на определение условий работы тестируемого модуля (рис.2).

**Оценка эффективности**

В период роста цен на энергоносители и прогрессирующих проблем климата, оценка эффективности использования энергопотребляющих продуктов становится все более актуальной.

Поэтому очень важно создать общие основы прозрачной оценки энергетической эффективности различных продуктов теплонасосной технологии, а предоставить возможность их сравнения.

Концептуальные предложения Приложения 34 основаны на существующем Европейском стандарте тепловых насосов. Целью Приложения 34 является стандартизация номенклатуры различных показателей эффективности с учетом границ системы и видов входных величин, как показано на рисунке 3. При стационарных лабораторных условиях определены коэффициенты COP и EER, которые описывают производительность TDHP. Согласно стандарту EN 1451, количество потребляемой и производимой энергии корректируется по потерям жидкости насосом, затрачиваемым на преодоление потерь давления.

Коэффициенты SCOP и SEER отображают расчетную производительность TDHP и учитывают нагрузку и климатические условия. При лабораторных исследованиях измеряют входящие параметры. Предлагается использовать бином температуры, например как в prEN 14825 и EN 15316-4-2.

Показатели SPF и PER получают в ходе полевых испытаний. SPF - это соотношение общей полезной произведенной энергии к общей потребляемой энергии. Тем не менее, определение различных уровней основано на различных границах системы и может быть определено для того, чтобы проанализировать и оптимизировать систему. В проекте IEE SEPEMO-BUILD [2] рассмотрен метод определения различных уровней системы на основании граничных условий для оптимизации системы. Этот метод также можно применить к тепловым насосам с электрическим двигателем.

В Приложении 34 не рассматривается расчетный показатель SPF. В отличие от SPF, полученного при полевых испытаниях, все соответствующие параметры получают путем измерения одного или нескольких показателей компонентов системы. Производительность всей системы, полученной с помощью расчетного метода, предполагает наличие определенных граничных условий и показателей неизмеренных компонентов (например, стандарт EN 15316-4-2).

**Заключение**

Согласованные нормативные рамки необходимы для сохранения и дальнейшего роста текущего положительного тренда рынка тепловых насосов с газовым двигателем. Существующие стандарты не учитывают всех особенностей применения этих систем и и/или их технологий. В дополнение к этому, нет единого подхода к требованиям проведения испытаний или определения показателей производительности в существующих стандартах.

Приложение 34 предоставит основные принципы для дальнейшего развития стандартизации. Предложения будут представлены на Конференции о тепловых насосах в Токио в 2011 году.

References

[1] Melograno, P. N., Fedrizzi, R., Sparber, W., Franchini, G., 2010. "Test Procedures for Sorption Chillers Based on the Working Mode". Proc. of the 2nd Int. Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz.

[2] SEPEMO 2010. A defined meth¬odology for calculation of the seasonal performance factor and a definition which devices of the system have to be included in this calculation. Deliverable D4.2 of the IEE SEPEMO-BUILD pro¬ject, contract Nr. IEE/08/776/SI2.529222

Энергосервисная компания

Экологические Системы

***РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ И КОРПОРАЦИЙ***

- Модернизация систем энергоснабжения, в том числе систем электроснабжения, тепло- и холодоснабжения, оборотного водоснабжения, пневмоснабжения
- Проектирование теплонаносных станций
- Разработка энергетических планов и стратегий повышения энергоэффективности предприятия
- Разработка и внедрение системы промышленного энергоменеджмента
- Создание систем мониторинга фактической экономии финансовых и энергетических ресурсов

***РЕШЕНИЯ ДЛЯ МУНИЦИПАЛИТЕТОВ И КОММУНАЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ***

- Разработка муниципальных энергетических планов и стратегий модернизации систем энергоснабжения городов и территорий
- Разработка энерго- и экологоэффективных схем теплоснабжения и водоснабжения городов и населённых пунктов
- Разработка системы энергоменеджмента для муниципалитетов.
- Разработка инвестиционных проектов термомодернизации жилых и бюджетных зданий
- Проектирование теплонаносных станций

***ПОДГОТОВКА ПРОЕКТОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ К ФИНАНСИРОВАНИЮ***

**ПРОМЫШЛЕННОСТЬ:**

- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием собственных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием заемных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием «зеленых» средств
- Комбинированное финансирование, лизинг, аренда и товарный кредит

**МУНИЦИПАЛИТЕТЕТЫ:**

- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации коммунальных предприятий с использованием бюджетных и внебюджетных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации коммунальных предприятий с использованием заемных средств
- Комбинированное финансирование, лизинг, аренда и товарный кредит

***ООО ЭСКО «Экологические Системы»***
*Украина, 69035, г. Запорожье, пр. Маяковского 11*
*тел. (061) 224 68 12, тел./факс (061) 224 66 86*
*www.ecosys.com.ua E-mail: ecosys@zp.ukrtel.net*

# Сделать жизнь лучше сегодня и оставить будущим поколениям эту планету чище и безопаснее

## Решения для промышленных предприятий и корпораций

- Модернизация систем энергоснабжения, в том числе систем электроснабжения, тепло- и холодоснабжения, оборотного водоснабжения, пневмоснабжения
- Проектирование теплонаносных станций
- Разработка энергетических планов и стратегий повышения энергоэффективности предприятия
- Разработка и внедрение системы промышленного энергоменеджмента
- Создание систем мониторинга фактической экономии финансовых и энергетических ресурсов

## Решения для муниципалитетов и коммунальных предприятий

- Энергоаудит предприятий тепловых сетей
- Разработка муниципальных энергетических планов и стратегий модернизации систем энергоснабжения городов и территорий
- Разработка энерго- и экологоэффективных схем теплоснабжения и водоснабжения городов и населённых пунктов
- Разработка системы энергоменеджмента для муниципалитетов
- Разработка инвестиционных проектов термомодернизации жилых и бюджетных зданий

## Подготовка проектов энергоэффективности к финансированию

Украина, 69035, г. Запорожье,
проспект Маяковского, 11,
тел. (+380 61) 224 68 12,
тел./факс (+380 61) 224 66 86,
e-mail: ecosys@zp.ukrtel.net
**www.ecosys.com.ua**

**Энергосервисная компания «Экологические Системы»**